УДК 621.941.2

Б.І. Придальний

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОКРЕМИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ МЕХАНІЗМУ ЗАТИСКУ ТОКАРНИХ АВТОМАТІВ

У статті акцентовано увагу на доцільності застосування електромеханічних затискних механізмів у сучасному технологічному обладнанні. Представлено створену за участі автора конструкцію електромеханічного привода затискного механізму. Для запропонованої конструкції розроблена методика розрахунку основних характеристик.

***Ключові слова**: машинобудування, механізм затиску, електромеханічний привод механізму затиску, методика розрахунку, характеристики привода механізму затиску.*

Б.И. Придальный

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОТДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМА ЗАЖИМА ТОКАРНЫХ АВТОМАТОВ

В статье акцентировано внимание на целесообразности применения электромеханических зажимных механизмов в современном технологическом оборудовании. Представлено созданную при участии автора конструкцию электромеханического привода зажимного механизма. Для предложенной конструкции разработана методика расчета основных характеристик.

***Ключевые слова**: машиностроение, механизм зажима, электромеханический привод механизма зажима, методика расчета, характеристики привода механизма зажима.*

B. Prydalnyy

THE METHOD OF SOME CHARACTERISTICS CALCULATION OF ELECTROMECHANICAL DRIVES OF THE AUTOMATIC LATHES CLAMPING MECHANISM

The paper draws attention to the advisability of the use of electromechanical clamping mechanisms at modern technological equipment. It presents the construction of the clamping mechanism electromechanical drive created with the participation of the author. For the proposed construction the basic characteristics calculation method was developed.

***Keywords**: mechanic engineering, clamping mechanism, electro-mechanical drive of clamping mechanism, calculation method, characteristics of the drive of the clamping mechanism.*

Стійка світова тенденція до підвищення режимів різання та вимог до експлуатаційної надійності автоматизованих верстатів токарної групи вимагає покращення їх експлуатаційно-швидкісних характеристик. Одним з головних функціональних вузлів токарних автоматизованих верстатів є вузол автоматичного затиску заготовки – затискний механізм (ЗМ), який суттєво впливає на якість і продуктивність обробки деталей: визначає інтенсивність застосовуваних режимів різання, якість поверхні і точність оброблюваного виробу, час налагодження, обслуговування та витрати на ремонт токарних автоматів (ТА). При цьому більшість ЗМ зберегли традиційні конструкції із закладеною в них "генетичною" інформацією попередніх поколінь, що деколи стримує розвиток структури верстата вцілому. Такі ЗМ механічного виконання не задовольняють вимогам, що висуваються до процесу закріплення деталі та конструкції шпиндельних вузлів у сучасних високотехнологічних та високопродуктивних верстатах. Адже забезпечення сили затиску та міцності механізму в даний час є лише необхідною властивістю ЗМ, але вже недостатньою. Привод механізму затиску заготовки (ПрЗ) як основна його частина визначає силові характеристики і швидкодію ЗМ та впливає на конструкцію шпиндельного вузла.

Зрозумілим та очевидним є стрімке впровадження та широке використання електромеханічних систем в складі сучасного технологічного обладнання. Це спонукає і пояснює необхідність створення ЗМ нових типів з використанням електромеханічних систем не лише для нових верстатів, що проектуються, але й для модернізації вже існуючих шляхом заміни окремих вузлів ЗМ, наприклад ПрЗ механічного виконання, на електромеханічні. Тому, створення ЗМ з електромеханічним ПрЗ і розробка методики їх розрахунку визначають актуальність даної роботи.

Серед вітчизняних розробок у цій сфері варто відмітити конструкцію пристрою для затиску пруткового матеріалу в складі якого використовується електромеханічний привод затиску [7]. Суттєвим недоліком цього пристрою є те, що для підтримання зусилля затиску заготовки під час її обробки споживається електроенергія. Це призводить до відносно високих витрат енергії та понижує рівень безпеки через неконтрольований розтиск заготовки в разі аварійної втрати живлення. Крім того механізм не забезпечує надійного закріплення пруткового матеріалу з великими відхиленнями діаметра тому, що зусилля затиску прутка не є стабільним і залежить від

© Б.І. Придальний

величини відхилення його діаметра (при збільшенні діаметра – сила затиску падає через збільшення відстані між торцями магніту та диска).

На основі рекомендацій, отриманих в результаті попередньо проведених досліджень та структурно-схемного синтезу методом морфологічного аналізу, за участі автора створено нові конструкції електромеханічних ПрЗ, що мають покращені експлуатаційні характеристики і пристосовані для роботи на високих частотах обертання, які захищені патентами України.

Однією з найбільш перспективних можна вважати конструкцію «Пристрій для затиску пруткового матеріалу» [6]. Для усунення негативного впливу високих частот обертання шпинделя на роботу ПрЗ, у цій конструкції (рис. 1) реалізується безконтактний (за рахунок електромагнітної взаємодії) принципи подачі вхідного зусилля до передавально-підсилювального механізму. Пристрій для затиску пруткового матеріалу [6] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 1) та застрахований від провертання відносно нього шпонкою 2 корпус 3 з розміщеними на ньому муфтою затиску 4, а також ротором 5 електродвигуна та гайкою 6, що базуються на різьбовій поверхні корпусу 3, причому муфта затиску 4 має можливість силової взаємодії із стаканом 7. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі приводна втулка 8, що має можливість одночасної силової взаємодії з гайкою 9, нагвинченою на трубу затиску 10, та стаканом 7 за допомогою набору пружних елементів 11, для попереднього натягу яких використана гайка 12, що встановлена на приводній втулці 8. Правим кінцем труба затиску 10 з'єднана із затискним патроном (на кресленні не показаний). На роторі 5 розміщені електричні обмотки 13, які мають можливість електромагнітної взаємодії з електричними обмотками 14, які розміщені на статорі 15, що жорстко зв'язаний з шпиндельним барабаном 16. Обойма 17, що виконана як одне ціле з статором 15, має можливість силової взаємодії з муфтою затиску 4 через опорні підшипники 18, що зафіксовані гайкою 19, встановленою на муфті затиску 4.

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 1) на обмотки 14 статора 15 подається електричний струм. При цьому навколо обмоток 14 утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками 13 ротора 5 і спричиняє в них появу обертового моменту. Внаслідок того, що обмотки 13 жорстко зв'язані з ротором 5, обертовий момент передається на ротор 5 і спричиняє його обертально-поступальне переміщення відносно різьової поверхні корпусу 3 на величину, яка залежить від фактичного діаметра прутка, що затискається. Жорстко закріплена на роторі 5 обойма 17 передає осьове зусилля на муфті затиску 4 через опорні підшипники 18. Далі муфта затиску 4 передає осьове зусилля на трубу затиску 10 через стакан 7, набір пружних елементів 11, гайку 12, приводну втулку 8 і гайку 9. Процес затиску продовжується до моменту досягнення необхідного зусилля затиску, яке залежить лише від параметрів струму, що подається на обмотки статора 14 і є стабільним, тобто не залежить від величини відхилення радіальних розмірів оброблюваного прутка.

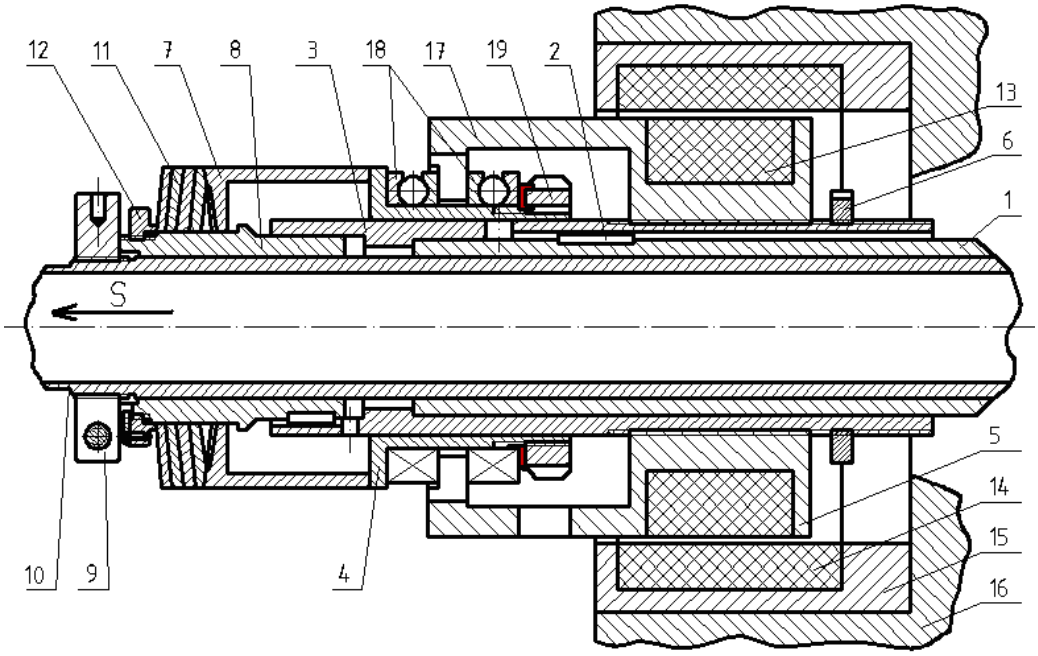

Рис. 1. **Пристрій для затиску пруткового матеріалу [6]**

© Б.І. Придальний

Обертально-поступальний рух ротора 5 (процес затиску) припиняється самовільно у разі досягнення необхідного зусилля затиску і, як наслідок, зростання зусилля, що протидіє його осьовому переміщенню. Момент закінчення процесу затиску (зупинки ротора) відображається у характеристиках струму, що проходить в обмотках статора 14. Після закінчення процесу затиску підведення струму до обмоток статора 14 припиняється, причому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самозагальмовування в різьбовому з'єднанні ротора 5 і корпусу 3.

Для здійснення розтиску на обмотки статора 14 подається струм з характеристиками, які зумовлюють рух ротора 5 в протилежному напрямі, порівняно з процесом затиску, до упору в гайку 6, розташовану на корпусі 3. Це спричиняє рух обойми 17, муфти затиску 4, стакана 7, приводної втулки 8 і труби затиску 10 в зворотному напрямі порівняно з процесом затиску. Заготовка розтискається під дією пружності пелюсток цангового патрона (на кресленні не показаний). Необхідності подачі великих зусиль на трубу затиску вимагає збільшення габаритів даного електромеханічного ПрЗ. В цьому випадку доцільно виконувати механічну (наприклад, важільну) підсилювальну ланку.

Для компенсації втрати зусилля затиску в затискному патроні під час обробки на високих частотах обертання (коли затиск відбувається при зупиненому шпинделі, як у напівавтоматах) даний пристрій дозволяє проводити "дозатиск на ходу" шляхом короткочасної подачі струму з відповідними характеристикам на обмотки статора (можливо декілька раз в міру розгону шпинделя). Також до переваг даної конструкції ПрЗ можна віднести: відсутність необхідності механічного контакту з елементами шпиндельного вузла для передачі енергії та управління механізмом затиску – важливо при обробці на високих частотах обертання; малу кількість рухомих та складних елементів, що підвищує довговічність та надійність роботи механізму; відсутність рухомих в радіальному напрямку елементів, що покращує умови балансування шпиндельного вузла для роботи на високих частотах обертання; відсутність значної кількості механічних ланок для перетворення і передачі енергії до ПрЗ та керування ЗМ (електрична енергія подається безпосередньо до ПрЗ) – спрощення конструкції верстата, зменшення металоємності, широкі можливості для використання при модернізації існуючого технологічного обладнання.

На сьогоднішній день відсутня методика загального проектного розрахунку характеристик електромеханічних ПрЗ. У цій роботі пропонується методика розрахунок окремих характеристик електромеханічного ПрЗ конструкція якого представлена на рис. 1. Розроблена методика складається з двох основних етапів: розрахунок характеристик механічної та електричної частин електромеханічного ПрЗ.

Розрахунок механічної частини ПрЗ. Для проведення розрахунку приймаємо максимальне вихідне осьове зусилля, що повинен розвивати ПрЗ, S=20 кН, різьба гвинтової передачі "ротор-шпиндель" – самогальмівна упорна з середнім діаметром d_2=85 мм і кроком p=2 мм. З метою зменшення зносу гвинтової передачі доцільно обрати матеріал внутрішньої різьбової поверхні (у роторі) – чавун, а зовнішньої (на шпинделі) – сталь.

Перевірка (визначення) параметрів різьбового з'єднання. Перевіримо діаметр різьби за умовою зносостійкості [2] – $d_2 \geq \sqrt{S/\left(\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [\sigma_{CM}]\right)}$, де $[\sigma_{см}]$ = 4…6 МПа – допустимі значення напруження зминання для обраних матеріалів; $\psi_h = 0{,}75$ – коефіцієнт висоти упорної різьби; $\psi_H = 1{,}2$ – коефіцієнт довжини (висоти гайки) внутрішньої різьбової поверхні ротора.

$$\sqrt{20000/\left(\pi \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}75 \cdot 5\right)} \approx 38 \ мм < 85 \ мм .$$

Отже, зносостійкість забезпечена більше ніж з двократним запасом, що дозволяє використати менш міцні і легкі матеріали для виготовлення внутрішньої частини ротора з різьбовою поверхнею. Мінімальна довжина різьбового з'єднання (довжина ділянки з різьбовою поверхнею в роторі), що необхідна для забезпечення розрахованої величини зносостійкості, $H = \psi_H \cdot d_2 = 1{,}2 \cdot 38 \approx 46$ мм.

Величину кроку різьби обираємо також виходячи з умови дотримання самогальмування – $\psi < \varphi_p$ [2], де ψ – кут підйому витка різьби; φ_p – кут тертя в різьбі. Для змащених, відшліфованих і припрацьованих (ходовий гвинт) поверхонь різьби, коефіцієнт тертя приймаємо f_p=0,07. Приведений коефіцієнт тертя в гвинтовій передачі, що враховує вплив кута профілю різьби визначається з формули $f_{ПР} = f_p / \cos\gamma_p$, де для упорної різьби $\gamma_p = 3^\circ$ – кут нахилу лінії профілю різьби відносно перпендикуляра осі циліндричної поверхні (шпинделя). Зважаючи на

малість значення в опорній різьбі кута γ_p ($\cos\gamma_p = 0{,}999$), приймаємо, що $f_{ПР} \approx f_p$, якому відповідає кут тертя $\varphi_p = arctgf \approx 4°$. Кут підйому витка різьби $\psi = arctg[p/(\pi \cdot d_2)] = arctg[2/(\pi \cdot 85)] \approx 0{,}43°$. Таким чином, при обраному кроці різьби забезпечується великий запас ($0{,}43° << 4°$) самогальмування у цьому різьбовому з'єднанні, що необхідно для запобігання відгвинчуванню (розтиску деталі) у разі дії на з'єднання змінних навантажень, вібрацій та появи радіальних пружних деформацій.

Розрахунок силових характеристик ПрЗ. Осьова сила *S*, яка передається на ротор від труби затиску, врівноважується реакцією шпинделя, що розподіляється по витках різьби. Для проведення розрахунку цю реакцію умовно замінюємо зосередженою силою, нормальною до лінії профілю різьби, і, зважаючи на малість кута γ_p, вважаємо співвісною з *S*. Тангенціальна сила, яку необхідно прикласти до ротора на радіусі $d_2/2$ для отримання відповідної величини вихідного зусилля *S*, визначається з $F_t = S \cdot tg(\psi + \varphi_p)$, а обертовий момент – $T_p = 0{,}5 d_2 F_t$ [2]. Таким чином,

$$T_p = 0{,}5 \cdot d_2 \cdot S \cdot tg(\psi + \varphi_p) = 0{,}5 \cdot 0{,}085 \cdot 20000 \cdot tg\,4{,}43^\circ = 66 \text{ нм}.$$

Розрахунок окремих характеристик електропривода ПрЗ. В якості прототипу електродвигуна для використання в запропонованому ПрЗ обираємо найбільш поширений трифазний асинхронний двигун змінного струму з короткозамкнутим ротором серії 4А. Початковими даними для розрахунку є величина крутного моменту на роторі електродвигуна (T_p=66нм), що необхідна для досягнення потрібного вихідного зусилля ПрЗ (S=20000н), і максимальна частота обертання ротора біля 6000 об/хв.

Особливостями роботи електродвигуна у складі ПрЗ є:

1) пуск двигуна проходить при стартовій частоті обертання ротора, що рівна частоті обертання шпинделя, – приймаємо, що затиск в багатошпиндельному токарному автоматів відбувається на частоті 5000 об./хв;
2) повторно-короткочасний режим роботи – двигун вмикається лише на період затиску чи розтиску (біля 1с);
3) примусове обертання ротора електродвигуна після його вимикання.

Наведений нижче розрахунок характеристик електродвигуна обмежується визначенням його головних розмірів та параметрів, необхідних для їх визначення. В разі необхідності, визначити інші параметри електродвигуна можна відповідно до загальної методики розрахунку асинхронних трифазних електродвигунів змінного струму з короткозамкнутим ротором.

Однією з головних умов, яку беруть до уваги під час розрахунку (вибору) потужності приводного електродвигуна, є те, що нагрів електродвигуна не повинен перевищувати допустимий для певного класу ізоляції, що застосована у його обмотках [3].

Інтенсивне нагрівання електродвигуна відбувається під час протікання в його обмотках струму, величина якого більша за номінальне значення. Це виникає, коли частота обертання ротора значно менша від частоти обертання магнітного поля статора (синхронної частоти) через те, що гальмівний (навантажувальний) момент, прикладений до вала електродвигуна, є більшим за номінальне значення моменту обертання, який розвиває двигун. Найбільша різниця між фактичною і синхронною частотами обертання електродвигуна (найбільше ковзання) і, як наслідок, найбільш інтенсивний нагрів його активних частин спостерігаються у момент запуску, коли частота ротора рівна або майже рівна нулю [5]. Величина пускового струму значно перевищує номінальні значення і майже досягає величини струму короткого замикання.

Увімкнення двигуна, що працює в складі запропонованого ПрЗ, відбувається при частоті обертання ротора (5000 об./хв), яка лише на 17% менша за синхронну частоту електродвигуна (6000 об./хв). В таких умовах пуск електродвигуна не супроводжується звичним інтенсивним нагрівом.

Відношення максимального обертального моменту, що може розвинути електродвигун, до його номінального значення називають перевантажувальною здатністю двигуна. Для сучасних двигунів перевантажувальна здатність має значення в межах 2…3 рази. Згідно з рекомендаціями [3, 1] короткочасна робота електродвигуна в межах перевантажувальної здатності є цілком допустимою і обмежується величиною нагріву його активних частин (властивостями ізоляційних матеріалів), тобто тривалістю перевантаження і умовами охолодження.

Двигун у складі ПрЗ працює в повторно-короткочасному режимі, а орієнтовне відношення

тривалості роботи (затиск або розтиск – біля 1с) до паузи (тривалість обробки деталі – біля 60 с) є величиною дуже малою (0,017), тому в таких умовах двигун можна нормально експлуатувати в межах перевантажувальної здатності [3, 1]. Крім того, умови охолодження даного двигуна компенсують нагрів, що виникає при перевантаженні, оскільки після роботи двигун вимикається, причому обертання його ротора продовжується примусово (разом з шпинделем), що забезпечує охолодження за рахунок розгону повітря зубчатою поверхнею ротора.

Зважаючи на все вищевикладене, приймаємо можливість роботи електродвигуна в складі ПрЗ у повторно-короткочасному режимі при мінімальному перевантаженні в 2 рази. Отже, подальший розрахунок параметрів електродвигуна проводимо виходячи з умови забезпечення номінального моменту при роботі в довготривалому режимі M_1 =35 нм.

Номінальна механічна потужність електродвигуна [1, 4] визначається з формули $P_1 = 0{,}1046 \cdot M_1 \cdot n_1$, де для даного випадку M_1 =35 нм – номінальний крутний момент електродвигуна; $n_1 = n_p - n_ш$ = 6000–5000 =1000 об./хв – відносна частота обертання ротора електродвигуна для забезпечення якої споживається енергія, де n_p – частота обертання ротора, $n_ш$ – частота обертання шпинделя.

$$P_1 = 0{,}1046 \cdot M_1 \cdot n_1 = 0{,}1046 \cdot 35 \cdot 1000 \approx 3{,}7 \text{ кВт}.$$

Число пар полюсів електродвигуна визначається із співвідношення

$$p_1 = \frac{60 f_1}{n_p} = \frac{60 \cdot 200}{6000} = 2,$$

де f_1 = 200 Гц – частота струму живлення електродвигуна.

Відповідно до [4] за потужністю електродвигуна і кількістю пар полюсів з ГОСТ 13267-73 визначаються висота осі обертання стандартного електродвигуна h=90 мм і відповідний їй зовнішній діаметр статора D_A=149 мм. Отримані дані є нормалізованими для серії асинхронних машин 4А.

Для подальшого розрахунку приймаємо більший зовнішній діаметр статора D_A =160 мм, зважаючи на те, що:

– розміри шпиндельного барабана БТА дозволяють вмістити статор із зовнішнім діаметром до 160 мм;

– для даного двигуна узгодження розмірів (для уніфікації елементів в межах серії та стандартизації приєднувальних розмірів) з нормалізованим рядом значень для серії 4А є необов'язковим, оскільки зовнішній діаметр залежить від конструктивного і технологічного виконання електродвигуна та не є визначальним в електромагнітному розрахунку [4];

– при збільшенні зовнішнього діаметра статора зменшуються електромагнітні навантаження, які визначають нагрів активних частин двигуна [4].

Внутрішній діаметр статора $D=K_D \cdot D_A$=0,68·160≈110 мм, де K_D=0,68 – коефіцієнт, що обирається відповідно до кількості пар полюсів. Полюсне ділення $\tau = \pi D / 2p_1 = 3{,}14 \cdot 110 / 2 \cdot 2 = 86$ *мм* [4].

Довжина повітряного зазору l_δ між статором і ротором (довжина ротора) пов'язана розмірним відношення з внутрішнім діаметром статора, яке визначає економічні характеристики електродвигуна та умови охолодження. Тому відношення $\lambda = l_\delta / \tau$ повинно знаходитися в рекомендованих межах [4] і для даного випадку приймаємо $\lambda = 0{,}8$. Таким чином, довжина ротора (повітряного зазору між статором і ротором) $l_\delta = \lambda \cdot \tau = 0{,}8 \cdot 86 \approx 70$ *мм*, що достатньо для розміщення внутрішньої різьбової поверхні довжиною 46 мм.

Запропонована методика розрахунку характеристик електродвигуна, що працює в ПрЗ, має в своїй основі загальну методику розрахунку асинхронних трифазних електродвигунів. Зважаючи на особливості роботи і конструкції даного електродвигуна (перераховані на початку розрахунку), що обумовлені його призначенням (робота в складі ПрЗ), представлена методика потребує адаптації (фахового доопрацювання) з метою більш повного врахування цих особливостей для більш якісного і зручного визначення оптимальних параметрів такого електродвигуна.

Даний електропривод призначений для роботи в динамічних режимах, тому його ротор доцільно виготовляти за технологіями, що дозволяють зменшити момент інерції [3], подібно як у слідкуючих електроприводах та механізмах циклічної дії.

Затиск і розтиск у запропонованому ПрЗ відбувається під час роботи електродвигуна в

рушійному і гальмівному режимах, що спричиняють рух ротора відносно шпинделя. Під час роботи двигуна в рушійному режимі частота обертання ротора перевищує частоту обертання шпинделя, у гальмівному– навпаки. Прийнята, для прикладу, орієнтовна різниця між частотами обертання шпинделя і ротора під час роботи електродвигуна в обох режимах 1000 об./хв забезпечує переміщення ротора по різьбовій поверхні шпинделя на відстань 10 мм протягом менше ніж 0,3 с.

Для загальмовування ротора можна використовувати будь-який вид гальмування, що застосовується в асинхронних електродвигунах [3]: рекуперативне генераторне, динамічне, противключенням, конденсаторне. Рекомендованим у цьому випадку є рекуперативне генераторне гальмування. Даний вид гальмування виникає, коли частота обертання ротора перевищує синхронну частоту електродвигуна. Здійснити таке гальмування в даному випадку можна змінюючи синхронну частоту двигуна [3, 5] (зміна кількості пар полюсів, частоти струму живлення). Перевагою цього методу є визначеність (сталість) частоти обертання ротора, якої він прагне досягнути в результаті гальмування – синхронна частота двигуна. Крім того, механічна потужність, що подається на ротор двигуна, перетворюється в електромагнітну і віддається в мережу живлення. Механічна характеристика двигуна у цьому режимі гальмування [3] ідентична (з врахуванням кутової симетрії) характеристиці двигуна в рушійному режимі. Проте максимальний момент в режимі рекуперативного гальмування є дещо вищим, ніж максимальний момент в рушійному режимі, що пояснюється втратами на опір в статорі, які в рушійному режимі призводять до зменшення моменту на валу, а в генераторному – до додаткового використання (споживання) зовнішнього рушійного моменту, тобто загальмовування.

Представлена у роботі методика розрахунку характеристик електромеханічних приводів затиску сприяє створенню ЗМ нового покоління з оптимальними характеристиками для заданих умов роботи технологічного обладнання.

1. *Алиев И.И.* Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах/ Алиев И.И. –М.: ИП РадиоСофт, 2004.–128 с.: ил.
2. *Иванов М.Н.* Детали машин: учебник [для студентов вузов] /М.Н. Иванов, под ред. В.А.Финогенова. – М: 6-е изд., 2000. - 383 с. перераб. (Высш. шк.).
3. *Кузнецов Ю.Н.* Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография / Кузнецов Ю.Н., Герра Ж.А. Хамуйела, Т.О. Хамуйела; под. ред. Ю.Н. Кузнєцова. – К.: ООО «Гнозис», 2012. – 416 с.
4. Проектирование электрических машин: Учеб. пособие для вузов /[Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков и др.]; под ред. И.П. Копылова.– М.: Энергия, 1980. – 496 с.: ил.
5. Справочник по электрическим машинам: В 2 т /[Под общ. ред. И.П. Копылова и Б. К. Клокова].– М.: Энергоатомиздат, 1988.– Т. 1. – 456 с.
6. Пат. 95323 UA, МПК B 23 B 13/10 (2006.01). Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.. – № A2009 06409 ; заявл. 19.06.2009 ; опубл. 25.07.11, Бюл. № 14/2011.
7. А. с. МПК B 23 B 13/00. Устройство для зажима пруткового материала /Н.Н. Корниенко (СССР). – №343774; заявл. 21.10.1970; опубл. 07.07.1972, Бюл. № 21

Стаття надійшла до редакції 27.04.2013.

© Б.І. Придальний