

УДК 621.313.8

ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ГИРОСКОПИЧЕСКОЙ РЕАКЦИИ В ВЫСОКООБОРОТНОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

А.Е. Антонов, докт. техн. наук, **К.П. Акинин**, канд. техн. наук, **В.Г. Киреев**, канд. техн. наук
Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев, 03057, Украина
e-mail: aoe@ied.org.ua

Определены принципиальные подходы к построению следящей системы управления частотой вращения ротора, компенсирующего действие гироскопического момента в электроприводе с большим кинетическим моментом ротора. Особенность системы управления состоит в слежении частоты вращения компенсирующего ротора за переменной частотой основного приводного двигателя. При этом частоты вращения основного и компенсирующего роторов, как правило, не совпадают. Выбор частоты вращения компенсирующего ротора произведен исходя из условия минимизации его объема и массы. Библ. 7, рис. 4.

Ключевые слова: высокооборотный электропривод, гироскопический момент, следящая система, компенсация момента.

Введение. Особенность работы с высокооборотным ручным электроинструментом заключается в ощутимой реакции удерживаемого в руках инструмента при изменении его углового положения. Реакция проявляется в виде возникающего гироскопического момента и пространственных колебаний ротора, которые через опоры вращения передаются на корпус инструмента и руки работающего с ним оператора [2]. Гироскопический момент представляет собой момент сил Кориолиса, который развивает вращающийся ротор при изменении пространственного положения вектора его кинетического момента. Величина гироскопического момента определяется кинетическим моментом вращающегося ротора и величиной внешнего момента, прикладываемого к корпусу инструмента для его разворота. Чем резче поворот корпуса с ротором, тем больше гироскопический момент. В момент приложения к корпусу прибора с помощью рук оператора внешнего момента $M_{Bн}$ возникает прецессионное движение ротора привода и режущий инструмент начинает двигаться по неожиданной для работающего с ним оператора траектории, что и становится иногда причиной тяжелого травматизма работника. Угловая скорость прецессии определяется из известного выражения [6]

$$\omega_{Пр} = M_{Bн} / H,$$

где $H = J_p^II \cdot \Omega$ – кинетический момент ротора; J_p^II – полярный момент инерции ротора; Ω – угловая скорость собственного вращения ротора. То есть чем больше прикладываемый момент, тем выше скорость прецессии.

Прецессионное движение ротора приводного двигателя не единственная особенность, присущая работе с высокооборотным электроинструментом. Инстинктивно пытаясь остановить прецессионное движение, оператор прикладывает противодействующий момент и тем самым изменяет направление прецессии ротора, который в силу гироскопических свойств начинает двигаться в ортогональной плоскости. В результате таких действий возникают нутационные колебания корпуса инструмента вокруг осей, ортогональных оси вращения ротора [4]. Благодаря мускульной силе рук оператора происходит рассеяние энергии инерционного движения ротора и амплитуда колебаний в конце концов затухает.

В соответствии с общей теорией гироскопических систем [4] частота f и амплитуда λ затухающих нутационных колебаний для симметричного ротора, установленного в симметричном корпусе, определяются таким образом

$$f = \frac{H}{J_{\Sigma}^{\ominus}} = \Omega \frac{J_P^{\Pi}}{J_{\Sigma}^{\ominus}}; \quad \lambda = \frac{M_{Вн}}{H} \frac{e^{-Gt/(J_{\Sigma}^{\ominus})}}{\sqrt{f^2 + (G/J_{\Sigma}^{\ominus})^2}},$$

где $J_{\Sigma}^{\ominus} = J_P^{\ominus} + J_{Кор}^{\ominus}$ – сумма экваториальных моментов инерции ротора и корпуса вокруг одной из поперечных осей; G – коэффициент демпфирования или удельный момент вязкого трения.

Цель статьи состоит в обосновании структуры и исследовании электромеханической вращающейся системы с компенсацией действия гироскопического момента, построенной на основе двигателя магнитоэлектрического типа.

Принцип компенсации. Для компенсации негативного действия гироскопического момента предложено установить в корпусе электроинструмента компенсирующий ротор, кинетический момент которого равен по величине и противоположен по направлению кинетическому моменту ротора основного привода. Причем мощность компенсирующего привода должна быть достаточной лишь для преодоления моментов трения в подшипниках и аэродинамического трения ротора. То есть мощность компенсатора должна быть примерно на два порядка меньше мощности основного привода. Критерием полной компенсации гироскопической реакции является отсутствие угловой скорости поворота корпуса в плоскости, не совпадающей с плоскостью приложения внешнего момента, которая соответствует разности скоростей прецессии основного и компенсирующего роторов:

$$\omega_{Кор} = \omega_{Пр}^{Pез} = \frac{M_{Вн}}{H_{Пр}} + \frac{M_{Вн}}{-H_K} = 0,$$

где $\omega_{Кор}$ – угловая скорость движения корпуса инструмента, равная результирующей скорости прецессии обоих роторов $\omega_{Пр}^{Pез}$.

Допустимая величина остаточной скорости прецессии из-за неравенства кинетических моментов роторов может быть установлена опытным путем по величине нагрузки, еще ощущаемой руками оператора. Следует заметить, что даже при полной компенсации гироскопической реакции, когда она не ощущается оператором, дополнительная нагрузка на подшипники каждого из роторов при возникновении гироскопического момента остается, и ее действие должно учитываться при проектировании устройства.

В результате проведения предварительных исследований [3] был получен алгоритм определения массы и частоты вращения компенсирующего ротора, при которых минимизируются габариты, масса и энергопотребление компенсирующего привода. Оказалось, что при выполнении условия минимизации массы компенсирующего ротора частота его вращения может значительно превысить частоту вращения ротора основного привода. Поэтому для поддержания режима компенсации частоту компенсирующего ротора необходимо поддерживать в некоторой постоянной пропорции к частоте основного.

В качестве базового электропривода для построения системы компенсации гироскопической реакции и проведения исследований был выбран разработанный специально для ручного электроинструмента управляемый магнитоэлектрический двигатель мощностью 2 кВт, ротор которого при частоте вращения $\omega=2407$ 1/с (23000 об/мин) и внешнем диаметре $D=74$ мм обладает кинетическим моментом 1,814 кг·м²/с. Для ротора, нейтрализующего действие развиваемого им гироскопического момента, в работе [3] определены такие параметры компенсирующего ротора: частота вращения – 4453 1/с, габариты – $\emptyset 74 \times \emptyset 25 \times 18$ (мм), масса – 0,56 кг, полезная мощность привода ротора – 80 Вт.

Структура и особенности рассматриваемой электромеханической системы. Общая структурная схема электромеханической системы основного и компенсирующего приводов показана на рис. 1, где ИП – неуправляемый источник питания основного исполнительного двигателя; ФЗ – формирователь задания угловой скорости системы управления компенсирующим двигателем; x_3 – сигнал задания угловой скорости компенсатора; Р – регу-

лятор; Д1, Д2 – основной и компенсирующий двигатели; $u_1, u_2, \omega_1, \omega_2$ – управляющие напряжения и угловые скорости двигателей.

Формирование рассматриваемой структуры определяется свойствами используемых двигателей. Высокоскоростные бесконтактные беспазовые двигатели с возбуждением потока высококоэрцитивными постоянными магнитами [7] характеризуются относительно большими значениями частоты первой гармоники тока и в то же время относительно малыми значениями электромагнитной постоянной времени обмотки статора. Поэтому с целью исключения потерь при коммутации силовых ключей инвертора напряжения основной электропривод выполняется без регулирования и автоматической стабилизации угловой скорости. В таком случае наклон механической характеристики основного исполнительного двигателя определяется жесткостью выходной характеристики силового источника питания с выходным напряжением u_1 , а также величиной активного сопротивления статорной обмотки основного двигателя.

При разработке развернутой математической модели были учтены некоторые значимые особенности и допущения:

1. Поскольку в данной работе предполагается исследование динамики механических процессов, интенсивность которых определяется относительно большими значениями электромагнитных постоянных времени, то величинами электромагнитных постоянных времени статорных обмоток можно пренебречь.

2. Полагаем также, что поддержание угла рассогласования между ЭДС и током статора на нулевом уровне обеспечивается независимо от процесса изменения угловой скорости и момента двигателей.

3. С целью недопущения перегрузки основного двигателя вводится ограничение тока статора.

4. Жесткие требования к точности отработки задания компенсирующим двигателем не предъявляются, поэтому система регулирования угловой скорости может быть реализована на основе ПИ-регулятора.

5. Механические части моделей двигателей структурно идентичны, а механическая нагрузка холостого хода на валах двигателей определяется только моментом сопротивления подшипников, аэродинамическими потерями и потерями на вихревые токи в меди.

Математическая модель основного электропривода. Движение ротора основного двигателя описывается уравнением

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_{C11} - M_{C12}, \quad (1)$$

где M_1 – электромагнитный момент, развиваемый основным двигателем; M_{C11} – момент механической нагрузки холостого хода; M_{C12} – полезная механическая нагрузка на валу основного двигателя.

С учетом зависимостей, определяющих изменения моментов сопротивления из-за аэродинамических потерь [5] и потерь на вихревые токи в электропроводящих элементах конструкции, запишем формулы для определения момента механической нагрузки холостого хода в виде

$$M_{C1} = M_{11} + M_{12} \omega_{O1}^{1,5} + M_{13} \omega_{O1}^2, \quad (2)$$

где $\omega_{O1} = \frac{\omega_1}{\omega_{H1}}$ – относительная угловая скорость основного двигателя; ω_{H1} – номинальная величина угловой скорости; M_{11} – постоянная составляющая момента сопротивления под-

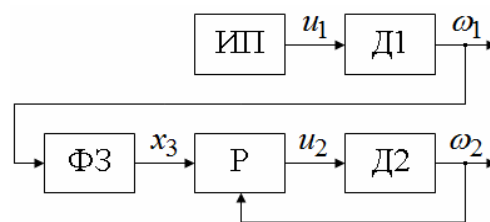


Рис. 1

шипников; M_{12} , M_{13} – значения моментов сопротивления из-за аэродинамических потерь и потерь на вихревые токи в меди при номинальной величине угловой скорости ω_{n1} основного двигателя.

Изменение полезной механической нагрузки на валу основного двигателя предлагается моделировать как

$$M_{C13} = M_H (0,5 + 0,5 \omega_{O1}); \quad T_{F1} \frac{dM_{C12}}{dt} = M_{C13} - M_{C12}, \quad (4)$$

где M_H – номинальная величина момента полезной механической нагрузки на валу основного двигателя; T_{F1} – постоянная времени, определяющая инерционность процесса прикладывания полезной нагрузки.

Ток статора и момент двигателя определяются в соответствии с формулами

$$L_1 \frac{di_1}{dt} = u_1 - k_{m1} \omega_1 - R_1 i_1; \quad M_1 = 1,5 k_{m1} i_1, \quad (5)$$

где i_1 – ток статорной обмотки основного двигателя; L_1 , R_1 – активное сопротивление и индуктивность обмотки; k_{m1} – коэффициент крутизны момента.

Режим ограничения тока статора основного двигателя моделируется следующими условиями и выражениями: если $i_1 < I_O$, то $u_{11} = 0$; если $i_1 > I_O$, то $u_{11} = k_i (i_1 - I_O)$; $u_1 = u_{12} - u_{11}$, где I_O – величина тока, при которой начинается ограничение момента двигателя; k_i – коэффициент, определяющий наклон моментного участка механической характеристики; u_{12} – выходное напряжение источника питания.

Заметим, что введение индуктивности L_1 в выражение (5) обеспечивает устойчивость решения нелинейной задачи ограничения тока двигателя.

Нелинейная выходная характеристика нерегулируемого источника питания аппроксимируется выражением, полученным на основании данных, приведенных в [1]:

$$u_{12} = u_{13} - k_u \sqrt{i_1 \frac{u_{12} - u_{11}}{u_{12}}},$$

где u_{13} – напряжение холостого хода источника питания; k_u – коэффициент, определяющий наклон выходной характеристики источника питания.

Математическая модель компенсирующего электропривода. Двигатель компенсирующего привода структурно подобен основному двигателю и описывается выражениями

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_2 - M_{C2}; \quad M_{C2} = M_{21} + M_{22} \omega_{O2}^{1,5} + M_{23} \omega_{O2}^2;$$

$$\omega_{O2} = \frac{\omega_2}{\omega_{H2}}; \quad i_2 = \frac{u_2 - k_{m2} \omega_2}{R_2}; \quad M_2 = 1,5 k_{m2} i_2,$$

где индексом «2» обозначены параметры, относящиеся к компенсирующему двигателю.

Величина задания x_3 на входе следящей системы компенсатора формируется на основании значения угловой скорости основного двигателя соответственно пропорции моментов инерции $x_3 = \frac{J_1}{\omega_{H2} J_2}$.

Действие ПИ-регулятора и включенного на его входе дополнительного фильтра низкой частоты описывается разностными уравнениями:

Действие ПИ-регулятора и включенного на его входе дополнительного фильтра низкой частоты описывается разностными уравнениями:

$$x_p = x_3 - k_{oc} \omega_2; \quad x_{\phi n} = x_{\phi n-1} + \frac{h}{T_{\phi 2}} (x_p - x_{\phi n-1});$$

$$x_{II} = T_P x_{\phi n}; \quad x_{II n} = x_{II n-1} + h x_{\phi n}; \quad u_2 = k_P (x_{II} + x_{II}),$$

где x_p – сигнал рассогласования; $k_{oc} = \frac{x_{max}}{\omega_{H2}}$ – коэффициент передачи обратной связи; x_{ϕ} ,

$T_{\phi 2}$ – выходной сигнал и постоянная времени фильтра; x_{II} , x_{II} – пропорциональная и интегральная составляющие сигнала ПИ-регулятора; T_P , k_P – постоянная времени и коэффициент передачи ПИ-регулятора; h – шаг интегрирования.

При условии равенства электромеханической постоянной времени T_{M2} двигателя и постоянной времени ПИ-регулятора $T_P = T_{M2}$ коэффициент передачи ПИ-регулятора определяется по формуле $k_P = \frac{k_{m2}}{4\xi^2 k_{oc} T_{\phi 2}}$, где ξ – коэффициент демпфирования системы регулирования.

Результаты исследований процесса компенсации. Расчеты переходных процессов выполнены при следующих значениях параметров систем: $\omega_{H1} = 2093,3 \text{ с}^{-1}$; $J_1 = 0,00087 \text{ кг м}^2$; $k_{m1} = 0,08193 \frac{\text{кг м}^2}{\text{А с}^2}$; $R_1 = 0,422 \text{ Ом}$; $L_1 = 0,000137 \text{ Гн}$; $T_{\phi 2} = 0,25 \text{ с}$; $M_{11} = 0,003965 \text{ Н м}$; $M_{12} = 0,01705 \text{ Н м}$; $M_{13} = 0,0471 \text{ Н м}$; $M_H = 0,873 \text{ Н м}$; $I_O = 8,42 \text{ А}$; $k_i = 343 \frac{\text{В}}{\text{А}}$; $u_{14} = 191 \text{ В}$; $k_u = 5,85 \frac{\text{В}}{\sqrt{\text{А}}}$; $\omega_{H2} = 4453 \text{ с}^{-1}$; $J_2 = 0,00041 \text{ кг м}^2$; $k_{m2} = 0,03466 \frac{\text{кг м}^2}{\text{А с}^2}$; $R_2 = 8,5 \text{ Ом}$; $M_{21} = 0,00231 \text{ Н м}$; $M_{22} = 0,009595 \text{ Н м}$; $M_{13} = 0,0265 \text{ Н м}$; $\xi = 0,7$; $h = 0,000001 \text{ с}$; $T_{\phi 2} = 0,01 \text{ с}$.

На рис. 2 и 3 показаны графики переходных процессов относительной угловой скорости ω_{O1} , момента сопротивления $M_{C11} + M_{C12}$ основного двигателя и разности $\omega_{O1} - \omega_{O2}$ относительных угловых скоростей основного и компенсирующего двигателей в режимах пуска двигателей, а также скачкообразного изменения механической нагрузки на валу основного двигателя.

На рис. 4 показан график переходного процесса угловой скорости ω_3 движения корпуса инструмента, соответствующий графикам на рис. 3 и рассчитанный в соответствии с (4)

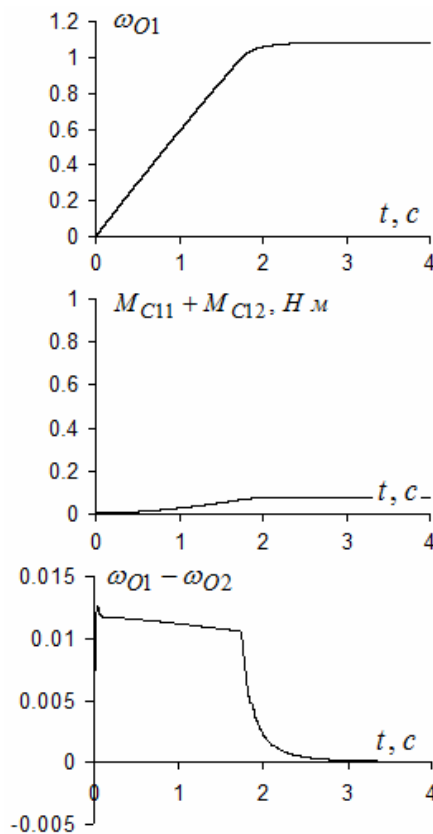


Рис. 2

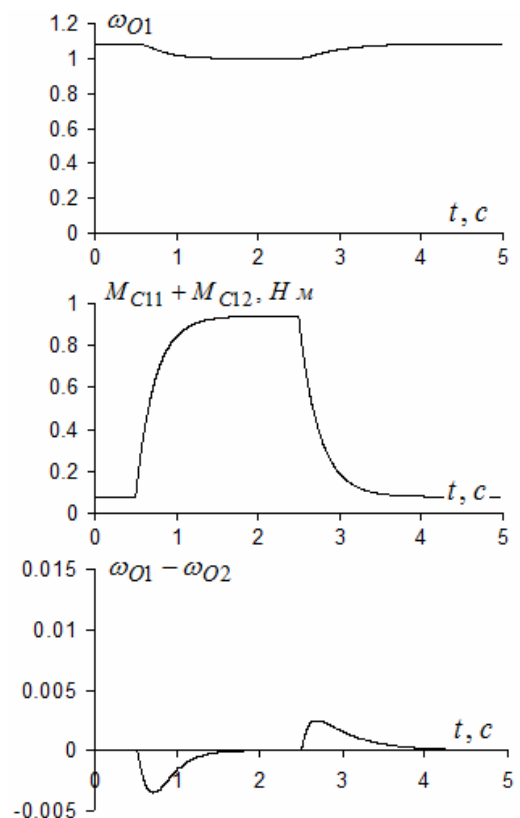


Рис. 3

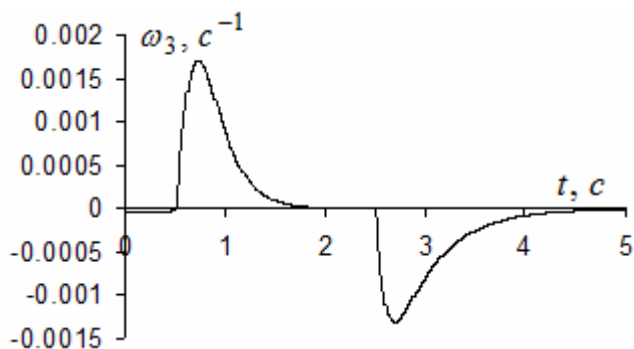


Рис. 4

при единичной величине внешнего момента $M_{Вн}$.

В заключение заметим, что при потребляемой мощности основного привода 2 кВт общее потребление устройства за счет введения системы компенсации гироскопического момента увеличилось на 4 %.

Выводы. 1. Одноконтурная система регулирования угловой скорости с ПИ-регулятором обеспечивает удовлетворительную компенсацию гироскопической реакции,

поэтому дополнительное повышение точности обработки задания следящей системой угловой скорости путем усложнения ее структуры нецелесообразно.

2. Практическая реализация описанного подхода показала, что путем рационального выбора параметров компенсирующего двигателя возможно обеспечение компенсации негативного влияния гироскопической реакции при незначительном (до 4...5 %) росте общего энергопотребления системы.

1. Акинин К.П., Исаков Г.В. Однофазные источники питания для автономных инверторов напряжения // Техн. електродинаміка. Темат. вип.: Проблеми сучасної електротехніки. – 2002. – Ч.3. – С. 80–81.
2. Антонов А.Е. Особенности работы ручного инструмента с высокооборотным электроприводом // Техн. електродинаміка. – 2015. – № 5. – С. 36–41.
3. Антонов А.Е., Михайлик Е.М. Выбор параметров ротора для компенсации гироскопического момента в высокооборотном электроприводе // Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України: Зб. наук. пр. – К.: ІЕД НАНУ, 2015. – Вип. 42. – С. 60–64.
4. Климов Д.М., Харламов С.Л. Динамика гироскопа в кардановом подвесе. – М.: Наука, 1978. – 208 с.
5. Павлов В.А. Основы проектирования и расчета гироскопических приборов. – Л.: Судостроение, 1967. – С. 146–150.
6. Сифф Э., Эмерич К. Введение в гироскопию. – М.: Машиностроение, 1965. – 124 с.
7. Robert C. O'Handley Modern Magnetic Materials: Principles and Applications. – New York: John Wiley & Sons, 2000. – 768 p.

О.Є. Антонов, докт. техн. наук, **К.П. Акинін**, канд. техн. наук, **В.Г. Кіреєв**, канд. техн. наук

Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна

Побудова системи активної компенсації гіроскопічної реакції у високооборотному електроприводі

Визначено принципи підходу до побудови слідкуючої системи керування частотою обертання ротора, що компенсує дію гіроскопічного моменту в електроприводі з великим кінетичним моментом ротора. Особливість системи управління полягає у слідкуванні частоти обертання компенсуючого ротора за змінною частотою основного приводного двигуна. При цьому частоти обертання основного і компенсуючого роторів, як правило, не співпадають. Вибір частоти обертання компенсуючого ротора проведено виходячи з умови мінімізації його об'єму і маси. Бібл. 7, рис. 4.

Ключові слова: високооборотний електропривод, гіроскопічний момент, слідкуюча система, компенсація моменту.

A. Antonov, K. Akinin, V. Kireyev

Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine,
Peremohy, 56, Kyiv-57, 03057, Ukraine

Creation of active compensation system of gyroscopic reaction in high-velocity electric drive

The principal approaches to the construction of a control system for the rotor speed, which compensates the action of the gyroscopic moment in an electric drive with a large kinetic moment, are determined. A feature of the control system is the tracking of the rotation of the compensating rotor on the frequency of the main drive motor. In this case, the rotational speeds of the main and compensating rotors, as a rule, do not coincide. The choice of the speed of the compensating rotor is based on the condition of minimizing its volume and mass. References 7, figures 4.

Key words: high-speed electric drive, gyroscopic moment, servo system, torque compensation.

Надійшла 06.09.2017

Received 06.09.2017