

СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

УДК 621.81(075)

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ОДНОНАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Красковский Н.В.^{*}, Самсонович С.Л.^{}, Чубиков В.Н.^{***}**

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

^{}e-mail: nikolayxx@gmail.com*

*^{**}e-mail: samsonovich40@mail.ru*

*^{***}e-mail: Valnikchu@gmail.com*

Дается сравнительный анализ механизмов однонаправленного действия, к которым относятся муфты необратимого движения, электромагнитные муфты сцепления и передачи, обладающие свойством самоторможения. Цель анализа - создание электромеханического привода однонаправленного действия, обладающего уменьшенным потреблением электроэнергии, малыми массогабаритными показателями, улучшенными динамическими и энергетическими характеристиками для применения в системах управления рулевыми поверхностями летательных аппаратов нового поколения, поворота силовых установок, струйных рулей, створок водяных и масляных регуляторов и др.

Ключевые слова: электромеханический привод, механизмы однонаправленного действия, механизмы самоторможения, необратимые передачи, массогабаритные показатели, динамические и энергетические характеристики передач.

Важной проблемой разработчиков электромеханических приводов ЛА нового поколения, а также приводов другого назначения, например регулируемой запорной арматуры, является сокращение энергопотребления. Частично решает эту проблему использование в структуре электромеханических приводов механизмов однонаправленного действия. Эти механизмы способны удерживать объект управления в заданном положении при отключенном электродвигателе, что позволяет существенно уменьшить потребление электроэнергии.

К механизмам однонаправленного действия относятся: муфты необратимого движения, электромагнитные муфты сцепления и передачи, обладающие свойством самоторможения.

Для выбора того или иного механизма однонаправленного действия и его использования в электромеханических приводах необходимо учитывать, какие массогабаритные показатели они добавляют в привод и как повлияют на его динамические и энергетические характеристики. Сравнительный анализ этого класса механизмов в технической литературе отсутствует, хотя является чрезвычайно

необходимым для разработчиков электромеханических приводов.

В качестве критериев для сравнения механизмов однонаправленного действия в данной работе рассматриваются: массогабаритные показатели (габаритные размеры, масса); параметры, влияющие на динамику привода (момент инерции, жесткость, люфт); энергетические показатели (потери мощности в муфтах и передачах).

Для компоновки механизмов однонаправленного действия их можно классифицировать в зависимости от взаимного расположения осей электродвигателя и выходного звена механизма однонаправленного действия (см. таблицу).

Рассмотрим эти механизмы.

Классификация механизмов однонаправленного действия по взаимному расположению осей электродвигателя и выходного звена механизмов вращательного действия

С соосным расположением осей	С параллельным расположением осей	С перекрещивающимися осями
Муфта необратимого движения, электромагнитная муфта сцепления	Цилиндрическая передача с самотормозящим профилем	Червячная, спироидная передачи

Муфта необратимого движения

Рассмотрим одну из конструкций муфт необратимого движения, приведенную на рис. 1. Она состоит из трех основных звеньев: обоймы 1, выходного звена — звездочки 2 и входного звена — вилки 3 [1, 2].

Муфта является реверсивной и при зафиксированной обойме 1 передает вращение от ведущего звена — вилки 3 на выходное звено — звездочку 2 в обоих направлениях. При передаче вращающего момента в обратном направлении от выходного зве-

на — звездочки 2 на входное звено — вилку 3 происходит заклинивание роликов 4 и вращение передаваться не будет. Таким образом, муфта необратимого движения передает вращение только от входного звена 3 к выходному звену 2, т.е. является механизмом однонаправленного действия.

К достоинствам муфты необратимого движения относят [2, 3]: высокую точность; отсутствие дополнительных затрат энергии на всех режимах работы (КПД в режиме вращения); бесшумность; способность выдерживать большие нагрузки при сравнительно малых габаритах; простоту в обслуживании.

Определение габаритных размеров и массы муфты в зависимости от величины передаваемого момента приведено в [3]. За габаритные размеры

приняты наружный диаметр D_n и ширина муфты L . Основные геометрические параметры муфты необратимого движения приведены на рис. 2.

Расчетный диаметр ролика

$$d_p = 0,583 \sqrt{\frac{M}{z}}, \quad (1)$$

где M — момент на валу муфты, Н·мм; z — число роликов.

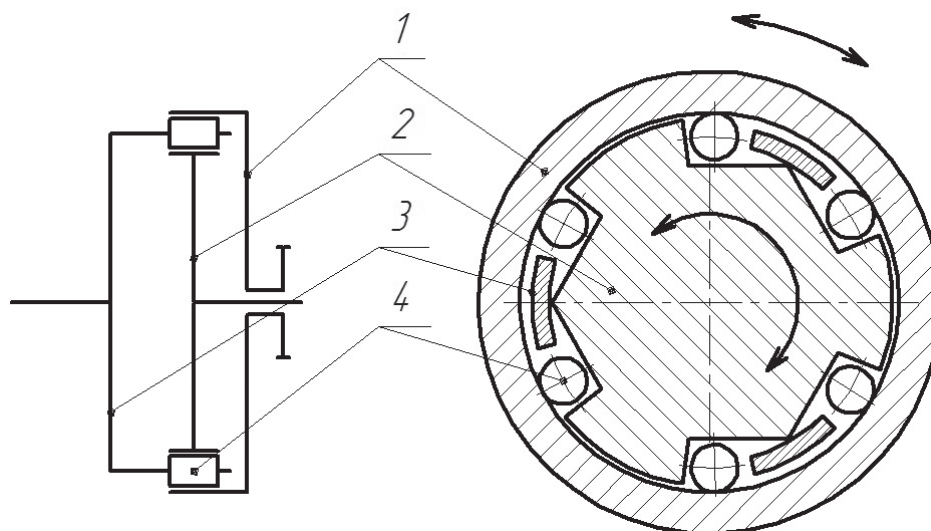


Рис. 1. Муфта необратимого движения с остановленной обоймой: 1 — обойма; 2 — звездочка; 3 — вилка; 4 — ролики

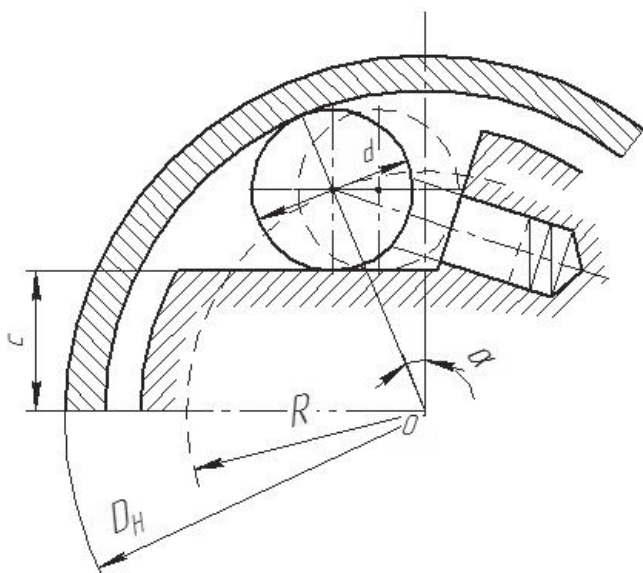


Рис. 2. К расчету геометрических параметров муфты необратимого движения

Зависимость наружного диаметра муфты от момента нагрузки имеет вид [2]

$$D_n = 12d_p.$$

(График зависимости наружного диаметра от момента нагрузки см. на рис. 6.)

Массу муфты необратимого движения m можно получить из выражения

$$m = \frac{\pi D_n^2}{4} L \rho k_3,$$

где ρ — плотность стали, $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$; k_3 — коэффициент заполнения, $k_3 \approx 0,8$; L — ширина муфты, определяемая длиной ролика [2]:

$$L = 1,5d_p. \tag{2}$$

(График зависимости массы муфты необратимого движения от момента нагрузки см. на рис. 7.)

Момент инерции муфты необратимого движения J_M можно приблизительно представить в виде суммы моментов инерции звездочки $J_{зв}$ и моментов инерции роликов zJ_p :

$$J_M = J_{зв} + zJ_p, \tag{3}$$

где z — количество роликов; J_p — момент инерции одного ролика; $J_{зв}$ — момент инерции звездочки.

Моменты инерции звездочки и ролика определяются зависимостями:

$$J_{зв} = \frac{m_{зв} R^2}{2}; \tag{4}$$

$$J_p = m_p R^2, \tag{5}$$

где $m_{зв}$ — масса звездочки; m_p — масса ролика; R — средний радиус звездочки.

Массы звездочки и ролика определяются зависимостями

$$m_{зв} = \rho \pi R^2 L; \tag{6}$$

$$m_p = \rho \pi r^2 L, \tag{7}$$

где r — радиус ролика.

Средний радиус звездочки

$$R = c + \frac{d_p}{2}. \tag{8}$$

Здесь d_p — диаметр ролика; c — высота опорной поверхности, определяемая по выражению [2],

$$c = \frac{d_p (7 \cos \alpha - 1)}{2}, \tag{9}$$

где α — угол заклинивания, принимают в диапазоне $6-10^\circ$.

Подставив (8), (1), (9) и (2) в (6) и (7) соответственно, получим выражения для массы звездочки и ролика в зависимости от момента нагрузки:

$$m_{зв} = 3,1\rho\pi \frac{M}{z}; \tag{10}$$

$$m_p = 0,07\rho\pi \frac{M}{z}. \tag{11}$$

Подставив (10) и (11) в (4) и (5) соответственно, получим выражения для момента инерции звездочки и ролика:

$$J_{зв} = 0,95\rho\pi \left(\frac{M}{z}\right)^{5/3}; \tag{12}$$

$$J_p = 15,63\rho\pi \left(\frac{M}{z}\right)^{5/3}. \tag{13}$$

Подставив (12) и (13) в (3), получим зависимость момента инерции от момента нагрузки:

$$J_M = \rho\pi(15,63 + 0,95z) \left(\frac{M}{z}\right)^{5/3}.$$

(Зависимость суммарного момента инерции от момента нагрузки см. на рис. 8.)

Червячная и спироидная передачи

У червячной передачи начальные поверхности колес — цилиндры, при этом червяк 1 является ведущим звеном и имеет профиль винта, а червячное колесо 2 (рис. 3) выполнено зубчатым и является выходным звеном. Движение осуществляется по принципу винтовой пары*, при этом червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между перекрещивающимися валами, угол между осями которых обычно составляет 90° . Червячные передачи с архимедовым червяком применяют в основном для мощностей 5–10 кВт, в механизмах систем управления рулевыми поверхностями, в самолётах вертикального или укороченного взлёта для поворота укрепленных на крыле мотогондол, воздушных насадок в двигательных установках, для поворота стабилизаторов струйных рулей, створок радиаторов и др. [12].

Спироидная передача является также передачей с перекрещивающимися осями и по конструктивному составу аналогична червячным передачам [4, 5].

К достоинству червячных и спироидных передач можно отнести [4] компактность, большое передаточное отношение в одной паре, многопарное

нию, что приводит к повышенным требованиям по точности сборки и необходимости применения для колес дорожных антифрикционных материалов (латуней, бронз).

Спироидная передача по сравнению с червячной имеет [5]:

- меньшую скорость скольжения в зоне зацепления благодаря более удаленному от межосевой линии передачи положению этой зоны и, следовательно, большему КПД и большей износостойкости;

- более благоприятные, с точки зрения смазывания зацепления, расположения контактных линий;

- большие значения коэффициентов перекрытия, обеспечивающие меньшие удельные нагрузки в каждой паре контактирующих витков червяков и зубьев колес;

- большую изгибную прочность.

Расположение червяка спироидной и червячной передач относительно колеса показано на рис. 3, в [5].

Как правило, червячную и спироидную передачи используют в качестве редукторов, в этом случае ведущим звеном является червяк, а ведомым — червячное колесо.

Передаточное число q червячных механизмов определяют отношением зубьев колеса z_2 к числу заходов червяка z_1 :

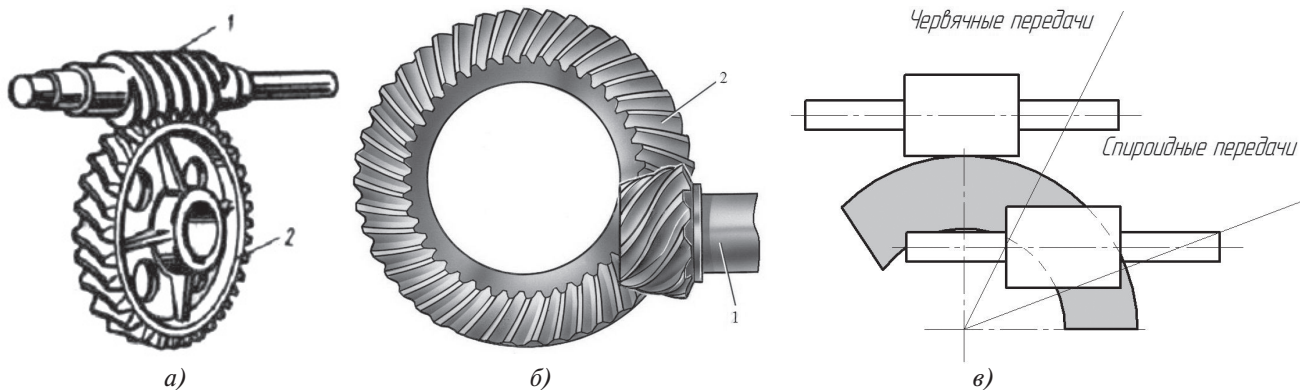


Рис. 3. Червячная (а) и спироидная (б) передачи; относительное расположение червяка спироидной и червячной передачи (в): 1 — червяк; 2 — колесо

зацепление, что позволяет обеспечить высокую кинематическую точность, плавность хода, бесшумность, а самое главное — возможность самоторможения.

Недостатки червячных и спироидных передач [4]: сравнительно низкий КПД, большие потери на трение, повышенный износ и склонность к заеда-

$$q_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$$

В самотормозящихся червячных передачах число заходов $z_1 = 1$, при $z_1 = 2, 3, 4$ — самоторможение отсутствует. КПД червячной передачи опреде-

* Передача винт-гайка скольжения, преобразующая вращательное движение в поступательное, имеет достоинства и недостатки, идентичные червячной, и поэтому не анализируется.

ляется как и в паре винт-гайка. При ведущем червяке КПД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где γ — угол подъёма винтовой линии червяка; $\varphi = \operatorname{arctg} f$ — приведённый угол трения; f — приведённый коэффициент трения.

При ведущем колесе

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

При однозаходном червяке $\gamma < \varphi$, поэтому $\gamma - \varphi < 0$, т.е. КПД $\eta < 0$. Это означает, что движение от колеса к червяку невозможно, такая пара является самотормозящейся.

По сравнению с механизмами других типов (планетарными, цилиндрическими, волновыми) червячные и спироидные передачи имеют более низкий КПД. Это объясняется прежде всего тем, что при работе механизма происходит интенсивное скольжение рабочего профиля червяка по боковым поверхностям зубьев колеса. Нетрудно доказать, что при $\gamma < \varphi$ при ведущем червяке $\eta < 0,5$. Поскольку для обеспечения надёжного самоторможения в авиации принимают $\gamma < 0,5 \varphi$ [12], получаем $\eta < 0,25$.

Из анализа зависимости КПД спироидной и червячной передач от передаточного числа [5] следует, что наивысший КПД при обеспечении надёжного самоторможения они имеют при передаточном числе до 40 в одной ступени. Однако следует заметить, что в червячных передачах при повышении скорости скольжения червяка улучшается его смазывание, за счет этого происходит уменьшение приведённого коэффициента трения f , и КПД может повышаться до 0,7. Поэтому червячные передачи всё-таки применяют в приводах ЛА [12], но в более высокоскоростных ступенях.

Рассмотрим зависимость массы червячной и спироидной передач от передаточного числа (график см. на рис.7). Зависимость внешнего диаметра червячного колеса от передаточного числа имеет вид [5]

$$D = 1,05 \frac{a}{q}.$$

Здесь q — передаточное число; a — межосевое расстояние.

(График зависимости диаметра червячного колеса от передаточного числа q при различных моментах нагрузки см. на рис. 6.)

Момент инерции червячной (и аналогичной спироидной) передачи $J_{\text{чп}}$ можно приблизительно представить в виде

$$J_{\text{чп}} = J_{\text{ч}} + \frac{J_{\text{к}}}{q^2},$$

где $J_{\text{чп}}$ — момент инерции червячной передачи, приведенной к валу червяка; $J_{\text{ч}}$ — момент инерции червяка; $J_{\text{к}}$ — момент инерции червячного колеса; q — передаточное число.

(Зависимость момента инерции червячной передачи от момента нагрузки см. на рис. 8.)

Электромагнитная муфта сцепления

Конструктивная схема электромагнитной муфты представлена на рис. 4.

Обмотка магнитопровода 1 неподвижна. При подаче питания на обмотку магнитопровода магнитный поток Φ начинает притягивать якорь 3 к ведущему валу 2. Якорь 3 связан с ведомым валом 4 так, что движение друг относительно друга возможно только поступательно вдоль оси вала на величину зазора.

КПД электромагнитной муфты оценивается зависимостью

$$\eta = \frac{P_{\text{тех}} - P_{\text{эл}}}{P_{\text{тех}}},$$

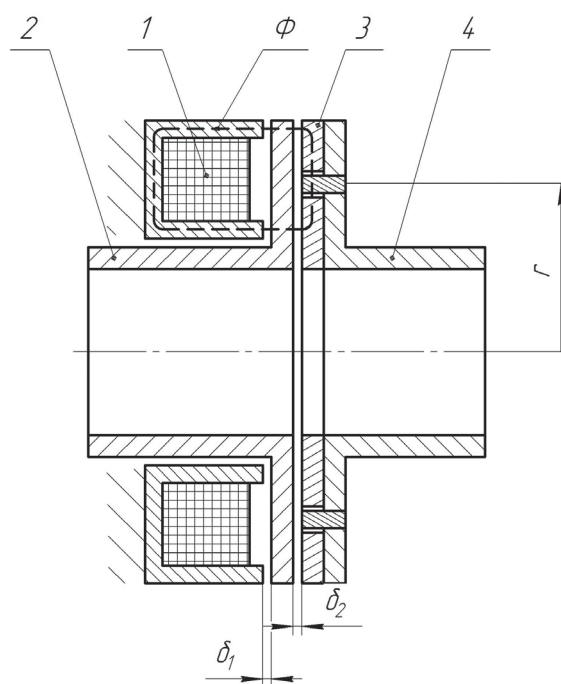


Рис. 4. Конструктивная схема электромагнитной муфты сцепления: 1 — обмотка магнитопровода; 2 — ведущий вал; 3 — якорь; 4 — ведомый вал; Φ — магнитный поток; δ_1, δ_2 — воздушные зазоры

где $P_{\text{тех}} = \Omega M$ — механическая мощность электродвигателя (Ω — скорость электродвигателя; M — момент электродвигателя); $P_{\text{эл}}$ — потребляемая мощность электромагнитной муфты.

Мощность, потребляемая муфтой,

$$P_{\text{эл}} = I^2 R, \quad (14)$$

где I — ток; R — сопротивление обмотки,

$$R = \frac{\rho L \omega}{q_{\text{п}}}, \quad (15)$$

где ρ — удельное сопротивление меди; L — средняя длина витка обмотки,

$$L = 2 \pi r \quad (16)$$

(r — средний радиус катушки); $q_{\text{п}}$ — сечение провода; ω — число витков.

Число витков в обмотке магнитопровода

$$\omega = \frac{I \omega}{I}. \quad (17)$$

Число «ампер-витков» $I \omega$, необходимое для создания требуемой силы,

$$I \omega = \frac{\Phi_{\delta}}{G_{\delta}}, \quad (18)$$

где G_{δ} — проводимость воздушного зазора; Φ_{δ} — магнитный поток в воздушном зазоре δ ,

$$\Phi_{\delta} = \sqrt{2 F \mu_0 S} \quad (19)$$

(F — сила, развиваемая муфтой; S — площадь сечения магнитопровода; μ_0 — магнитная постоянная).

Подставив (15)–(19) в (14), получим электрическую мощность от момента нагрузки:

$$P_{\text{эл}} = 2 \pi j \rho \delta \sqrt{\frac{2 k_3 M r}{f_{\text{тр}} \mu_0 S}}.$$

(График зависимости потребляемой мощности электромагнитных муфт от момента нагрузки см. на рис. 9.)

Цилиндрическая передача инверсного зацепления

Цилиндрическая передача с тормозящим профилем — это самотормозящаяся передача с параллельными осями. В цилиндрических передачах с тормозящим профилем внешнего зацепления воз-

можно осуществление режима самоторможения прямого и обратного хода [9]. Внешний вид цилиндрической передачи с тормозящим профилем в шевронном исполнении, исключающем осевые нагрузки на опоры, показан на рис. 5 [9].

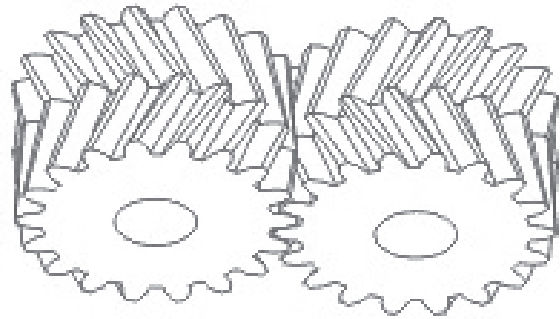


Рис. 5. Внешний вид цилиндрической передачи с тормозящим профилем в шевронном исполнении

Рассматриваемое зацепление обладает многими свойствами внутреннего зубчатого зацепления с эвольвентным профилем; передаточное отношение положительно; разность начальных радиусов равна межосевому расстоянию, вместе с тем в зацеплении нет колеса с внутренними зубьями. Эти передачи позволяют осуществить прямой ход под действием движущегося момента на входном звене и самоторможения механизма при отсутствии этого момента.

На базе цилиндрических передач с самотормозящимся профилем созданы самотормозящиеся планетарная и реечная передачи [10, 11].

Большинство геометрических параметров и габаритные размеры инверсных зацеплений могут быть определены по тем же формулам, что и для обычных зацеплений [8], а наружный диаметр передачи можно оценить по делительному диаметру d зубчатого колеса:

$$d = m z,$$

где m — модуль зубчатого зацепления; z — количество зубьев колеса.

Модуль m в зависимости от момента нагрузки $M_{\text{н}}$ имеет вид

$$m = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{н}}}{\sigma_{\text{т}} z}},$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала колеса, для расчета принимаем $\sigma_{\text{т}} = 400$ МПа.

График зависимости наружного диаметра передачи от моментов нагрузки представлен на рис. 6.

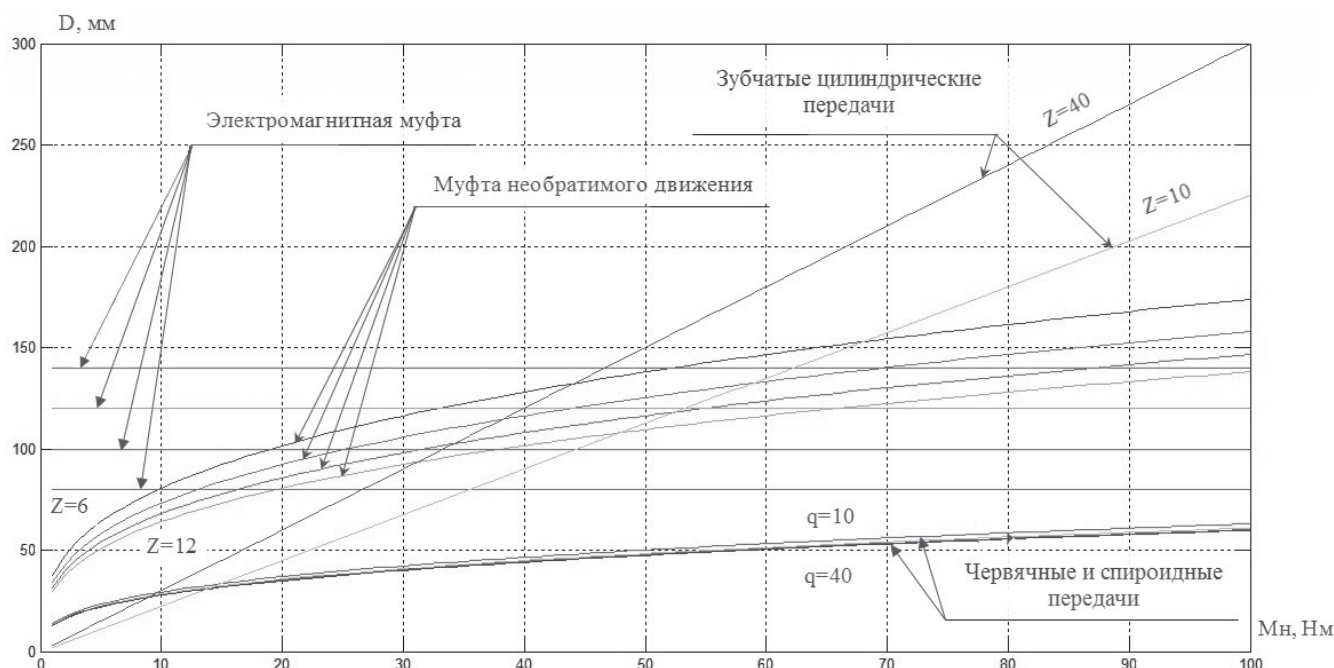


Рис. 6. Графики зависимостей наружных диаметров механизмов однонаправленного действия от моментов нагрузки

Масса зубчатого колеса

$$m_k = \frac{\pi d^2}{4} b \rho,$$

где ρ — плотность стали; b — ширина зубчатого колеса, $b = (8...15)m$.

График зависимости массы зубчатой передачи от моментов нагрузки приведен на рис. 7.

Момент инерции

$$J_{зк} = \frac{1}{2} m_k \frac{d^2}{4}.$$

График зависимости момента инерции от моментов нагрузки приведен на рис. 8.

КПД передачи равно произведению КПД пары зацепления:

$$\eta = \eta_n^k,$$

где η — КПД цилиндрической передачи с самотормозящимся профилем; η_n — КПД одной пары зацепления цилиндрических колес; k — количество пар зацепления.

Зависимость КПД от передаточного числа приведена на рис. 9.

Общие сравнительные характеристики

Графики зависимостей наружных диаметров D от моментов нагрузки механизмов однонаправленного действия приведены на рис. 6.

График зависимости наружных диаметров D электромагнитных муфт от момента нагрузки имеет постоянный характер $D_i = f(M_H) = \text{const}$ и не зависит от момента нагрузки. Муфта необратимого движения, спироидная и червячная передачи имеют параболический характер. Червячная и спироидная передачи имеют наименьший диаметр на всем промежутке рассматриваемого момента нагрузки. Электромагнитная муфта и муфта необратимого движения имеют примерно одинаковые диаметры при моменте нагрузки от 20 до 50 Н·м. При моменте до 20 Н·м диаметр муфты необратимого движения значительно меньше диаметра электромагнитной муфты, а при нагрузке свыше 50 Н·м диаметр стремительно растет. Наружный диаметр D цилиндрической зубчатой передачи с тормозящим профилем растет линейно с увеличением момента нагрузки, и её диаметр соизмерим с другими типами передач при моменте до 70 Н·м.

Графики зависимостей массы механизмов однонаправленного действия от моментов нагрузки приведены на рис. 7.

График зависимости массы электромагнитной муфты от моментов нагрузки имеет параболический характер, муфты необратимого движения, спироидной и червячной передачи — линейный характер. В диапазоне моментов нагрузки от 0 до 30 Н·м масса муфты необратимого движения меньше, чем у электромагнитной муфты, а в диапазоне от 30 до 60 Н·м массы приблизительно одинаковы. При моменте нагрузки свыше 60 Н·м масса муфты нео-

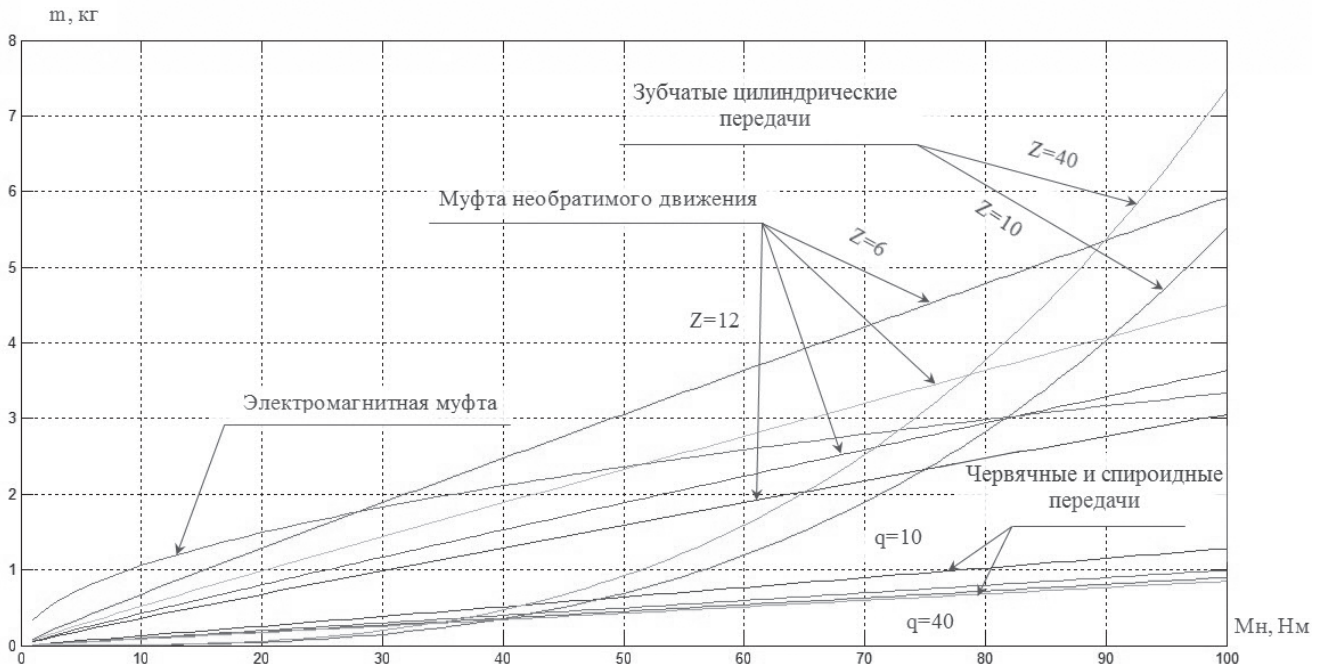


Рис. 7. Графики зависимостей массы механизмов однонаправленного действия от моментов нагрузки

братимого движения значительно возрастает. Масса червячной и спироидной передач во всех рассматриваемых диапазонах моментов нагрузки значительно меньше масс электромагнитной муфты и муфты необратимого движения. Масса цилиндрической зубчатой передачи с тормозящим профилем соизмерима с массой червячной и спироидной передач при моменте нагрузки до 50 Н·м, затем начинает значительно увеличиваться. В приведенных механизмах масса тем больше, чем больше момент

нагрузки, поэтому ставить такие механизмы целесообразно ближе к двигателю.

Графики зависимостей момента инерции механизмов однонаправленного действия от моментов нагрузки приведены на рис. 8.

График зависимости моментов инерции от моментов нагрузки муфты необратимого движения имеет экспоненциальный характер, электромагнитной муфты, спироидных и червячных передач — линейный, зубчатых цилиндрических передач с

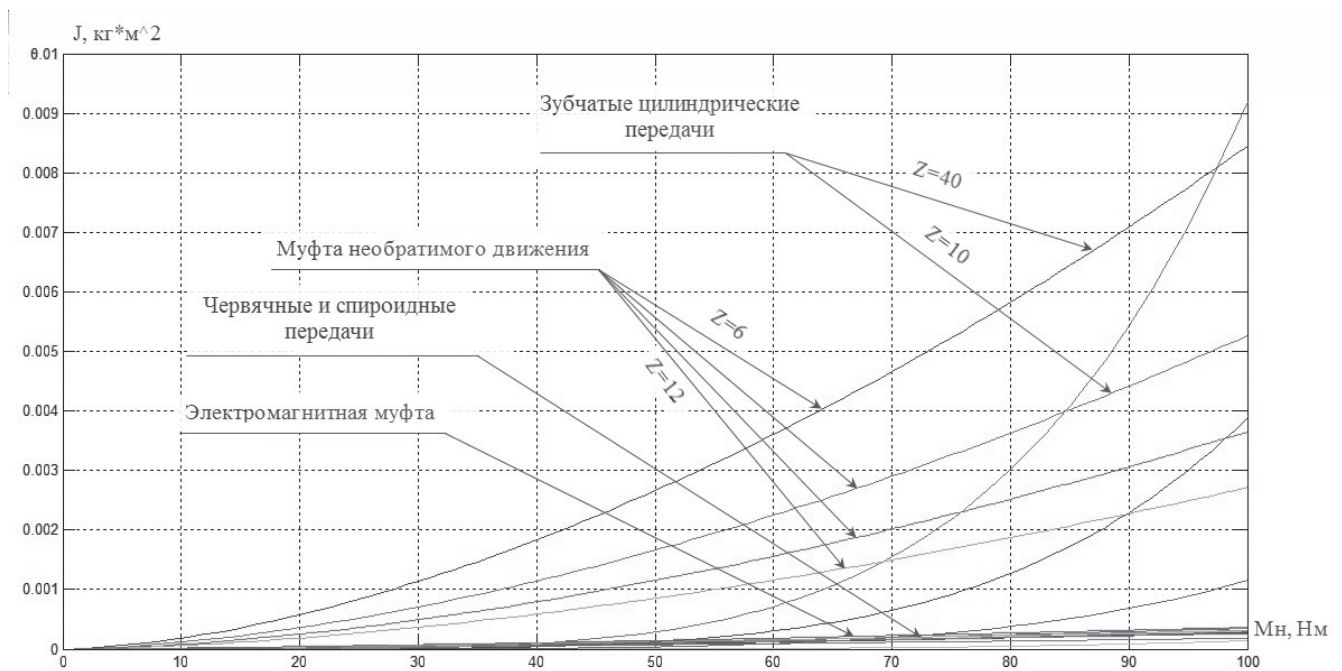


Рис. 8. Графики зависимостей моментов инерции механизмов однонаправленного действия от моментов нагрузки

тормозящим профилем — параболический. При моменте нагрузки до 15 Н·м все механизмы имеют примерно одинаковые моменты инерции. При нагрузке от 20 Н·м и выше момент инерции муфты необратимого движения существенно возрастает, а моменты инерции электромагнитной муфты, спироидной и червячной передач практически постоянны. При нагрузке от 60 Н·м значительно возрастает момент инерции зубчатой цилиндрической передачи с тормозящим профилем.

Потребление энергии электромагнитной фрикционной муфтой можно оценить потребляемой электрической мощностью. На рис. 9 приведены графики зависимостей потребляемой мощности P электромеханических муфт различного диаметра ($D = 80 \div 140$ мм) от момента нагрузки M .

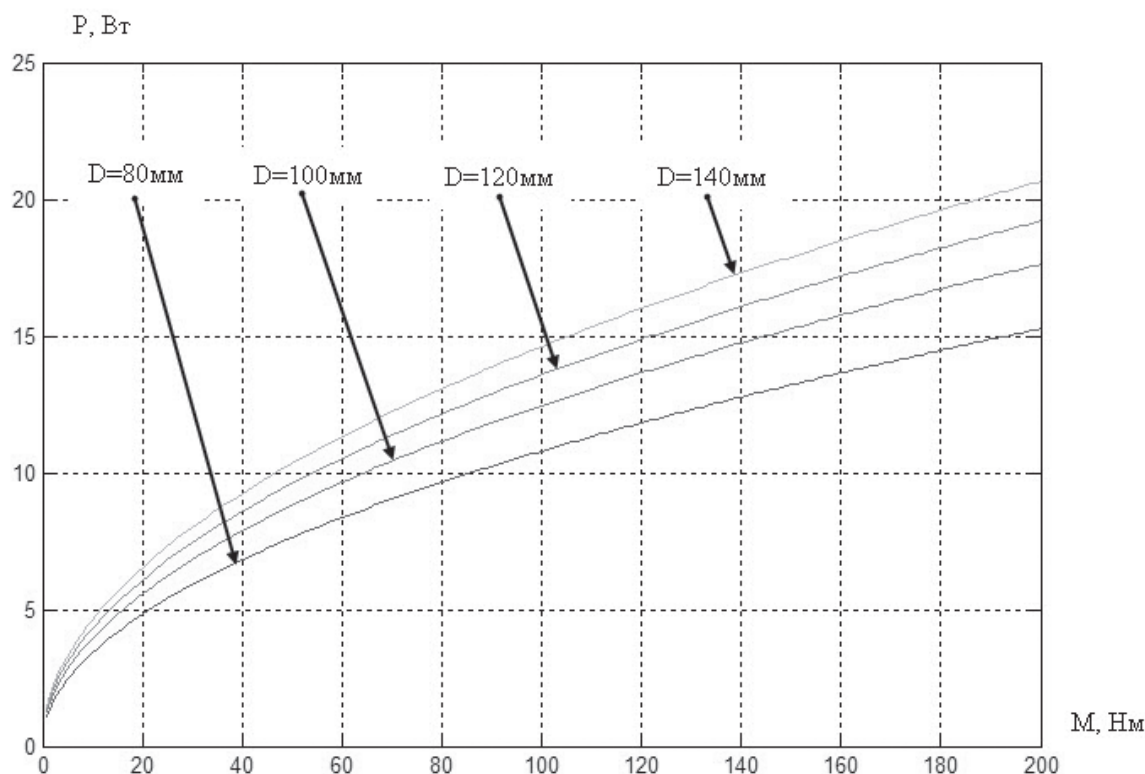


Рис. 9. График зависимости потребляемой мощности электромагнитных муфт от передаваемого момента

Проанализируем, как такая муфта будет работать в сочетании с какой-либо передачей, например «волновой передачей с телами качения» (ВПТК). Рассмотрим двухступенчатую ВПТК, у которой при общем передаточном числе $q = 600$ и моменте на выходном валу $M_{\text{вых}} = 1000$ Н·м $\eta = 0,8$ выходная мощность при числе оборотов двигателя $n_{\text{дв}} = 3000$ об/мин составляет около 500 Вт. Диаметр жесткого колеса первой ступени не более 60 мм, а выходной — не более 180 мм [4].

При установке муфты сразу после двигателя перед первой ступенью передаваемый муфтой момент будет равен

$$M_m = \frac{M_{\text{вых}}}{q\eta} = \frac{1000}{600 \cdot 0,8} = 2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Из рис. 9 видно, что при любом диаметре муфты её потребляемая мощность для передачи этого момента будет настолько малой (менее 2—3 Вт), что общий КПД уменьшится на незначительную величину: $3/500 = 0,006$, или 0,6%.

На этом основании можно сделать вывод, что в приводных авиационных системах нового поколения использовать самотормозящиеся передачи не рационально. Более перспективным является применение муфт необратимого движения и электро-

магнитных фрикционных муфт. Их можно использовать в приводах регулируемой запорной арматуры для ручного канала, подключаемого в кинематическую цепь на входе силовой ступени редуктора, так как момент, передаваемый этим каналом, существенно превышает момент, развиваемый двигателем.

Выводы

По результатам приведенных выше теоретических исследований можно сделать следующие выводы.

1. Для разработчиков электромеханических приводов ЛА нового поколения весьма перспективными являются механизмы однонаправленного действия, к которым можно отнести муфты необратимого движения, электромагнитные муфты сцепления и механические передачи, обладающие свойством самоторможения.

2. Проведена классификация механизмов однонаправленного действия в зависимости от взаимного расположения осей электродвигателя и выходного звена, даны рекомендации по их наилучшей компоновке.

3. Поскольку сравнительный анализ механизмов этого класса в технической литературе практически отсутствует, был проведён сравнительный анализ механизмов однонаправленного действия по массе, габаритам, потребляемой мощности, динамическим характеристикам.

4. Выявлено, что масса цилиндрической зубчатой передачи с тормозящим профилем соизмерима с массой червячной и спироидной передач при моменте нагрузки до 50 Н·м, затем масса начинает стремительно возрастать. В приведенных механизмах масса тем больше, чем больше момент нагрузки, поэтому ставить такие механизмы в многоступенчатых передачах целесообразно первыми, ближе к электродвигателю.

5. При моменте нагрузки до 15 Н·м все механизмы имеют примерно одинаковые моменты инерции. При нагрузке от 20 Н·м и выше момент инерции муфты необратимого движения существенно возрастает, а моменты инерции электромагнитной муфты, спироидной и червячной передач практически постоянны. При нагрузке от 60 Н·м значительно возрастает момент инерции зубчатой цилиндрической передачи с тормозящим профилем. Для высокودинамичных авиационных приводов целесообразно использовать электромагнитные муфты сцепления, обладающие наименьшим моментом инерции.

6. Для сокращения массогабаритных показателей механизмы однонаправленного действия следует размещать между электродвигателем и первой ступенью редуктора или непосредственно в этой ступени.

7. Наибольшим КПД будут обладать механизмы однонаправленного действия, в которых в зависимости от функциональных задач, определяемых областью применения, сочетаются редуктор с высоким КПД и либо муфта необратимого движения, либо электромагнитная фрикционная муфта.

Библиографический список

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. 9-е изд. — М.: Машиностроение, 2009. Т. 2. — 960 с.
2. *Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А.* Справочник по муфтам. — Л.: Машиностроение, 1974. — 352 с.
3. *Поляков В.С., Барбаш И.Д.* Муфты. Конструкции и расчет. Изд. 4-е, перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1973. — 336 с.
4. *Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С., Самсонович С.Л.* и др. Проектирование механических передач. Изд. 7-е. — М.: ИНФРАМ, 2013. — 536 с.
5. *Гольдфарб В.И., Главатских Д.В., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Иванов Д.Е., Пузанов В.Ю.* Спироидные редукторы трубопроводной арматуры. — М.: Вече, 2011. — 222 с.
6. *Чунихин А.А.* Электрические аппараты. Изд. 2-е. — М.: Энергия, 1975. — 648 с.
7. *Гордон А.В., Сливинская А.Г.* Электромагниты постоянного тока. — М.: Государственное энергетическое издательство, 1960. — 447 с.
8. *Тимофеев Г.А., Панюхин В.В.* Цилиндрические передачи инверсного зацепления // Вестник машиностроения. 2002. №11. С. 3-8.
9. *Скворцова Н.А.* Самотормозящиеся зубчатые передачи с положительным передаточным отношением // Известия вузов. Машиностроение. 1984. №5. С. 32-36.
10. *Тимофеев Г.А., Самойлова М.В., Панюхин В.В.* Реечные передачи с тормозящими профилями // Вестник машиностроения. 2004. №7. С. 3-8
11. *Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Самойлова М.В.* Использование тормозящих профилей внеполюсного зацепления для создания высокоэффективных планетарных самотормозящихся передач // Вестник машиностроения. 2003. №5. С. 11-15.
12. *Рошин Г.И., Самойлов Е.А., Алексеева Н.А.* и др. Детали машин и основы конструирования: Учеб. для вузов / Под ред. Г.И. Рошина и Е.А. Самойлова. — М.: Дрофа, 2006. — 415 с.

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE UNIDIRECTIONAL ACTION MECHANISMS DESIGNED FOR ELECTROMECHANICAL ACTUATORS

Kraskovskii N.V.* , Samsonovich S.L.** , Tchubikov V.N.***

Moscow Aviation Institute (National Research University),
MAI, 4, Volokolamskoe shosse, Moscow, A-80, GSP-3, 125993, Russia

* e-mail: nikolayxx@gmail.com

** e-mail: samsonovich40@mail.ru

*** e-mail: Valnikchu@gmail.com

Abstract

A comparative analysis of the unidirectional action mechanisms, which include the irreversible motion clutch, self-braking electromagnetic clutch and transmission, is carried out. The purpose of the analysis is creation of an electromechanical drive of unidirectional action, which has the reduced power consumption, compact design, lower weight and improved dynamic power characteristics, for its use in control systems of aircraft of the new generation, rotation of power plants, jet rudders, flaps of water and oil regulators, and etc.

According to the presented theoretical research the following conclusions can be made:

1. Currently, the unidirectional action mechanisms, which include the irreversible motion clutch, self-braking electromagnetic clutch and mechanical transmission, are very promising for the designers of electromechanical actuators for the new generation aircraft

2. The classification of the unidirectional action mechanisms depending on the relative position of the motor axes and the output link is presented; recommendations for their best layout are given.

3. As a comparative analysis of such class mechanisms in the technical literature is absent there was carried out a comparative analysis of the mechanisms of unidirectional action by mass, size, power consumption and dynamic characteristics.

4. It was found, that the mass of the cylindrical gear with braking profile is commensurate with the weight of worm and spiroid gears with load torque up to 50 Nm, then the mass begins to rapidly increase. In these mechanisms with more mass the load torque is more, that is why to put such mechanisms in multi-stage gear closer to the motor is advisable.

5. When the load torque is up to 15Hm all mechanisms have the same moment of inertia. With the load from 20Nm and higher the inertia moment of irreversible movement clutch significantly increases, and, besides, the inertia moments of the electromagnetic

clutch, spiroid and worm gear is practically constant. With the load of 60 Nm the inertia moment of braking profile cylindrical gear transmission is significantly increased. For highly dynamical air drive it is advisable to use the electromagnetic clutch with smallest moment of inertia.

6. To reduce the weight and size parameters the unidirectional action mechanisms should be placed between the motor and the first gear stage, or directly in this stage.

7. The greatest efficiency will have an one-way mechanisms of action, in which, depending on the functional tasks, the gearbox and clutch or irreversible motion, or electromagnetic friction clutch, are combined.

Keywords: electromechanical drive mechanisms of unidirectional action, self-locking mechanisms, irreversible transfer, weight and size parameters, dynamic and energetic characteristics of the gear.

References

1. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora mashinostroitel'ya* (Reference book of the machine building designer), Moscow, Mashinostroenie, 2009, vol. 2, 960 p.
2. Polyakov V.S., Barbash I.D., Ryakhovskii O.A. *Spravochnik po muftam* (Reference book on clutches), Leningrad, Mashinostroenie (Leningradskoe otделение), 1974, 352 p.
3. Polyakov V.S., Barbash I.D. *Mufty. Konstruktsii i raschet* (Clutch. Designs and calculation), Leningrad, Mashinostroenie, 1973, 336 p.
4. Chernavskii S.A., Snesev G.A., Kozintsov B.S., Samsonovich S.L. *Proektirovanie mekhanicheskikh peredach* (Design of mechanical transfers), Moscow, INFRAM, 2013, 536 p.
5. Gol'dfarb V.I., Glavatskikh D.V., Trubachev E.S., Kuznetsov A.S., Lukin E.V., Ivanov D.E., Puzanov V.Yu. *Spiroidnye reduktory truboprovodnoi armatury* (Spiroid reducers of pipeline fittings), Moscow, Veche, 2011, 222 p.
6. Chunikhin A.A. *Elektricheskie apparaty* (Electric devices), Moscow, Energiya, 1975, 648 p.

7. Gordon A.V. Slivinskaya A.G. *Elektromagnity postoyannogo toka* (Electromagnets of a direct current), Moscow, Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatel'stvo, 1960, 447 p.
8. Timofeev G.A., Panyukhin V.V. *Vestnik mashinostroeniya*, 2002, no. 11, pp. 3-8.
9. Skvortsova N.A. *Izvestiya Vuzov. Mashinostroenie*, 1984, no. 5, pp.32-36.
10. Timofeev G.A., Samojlova M.V., Panjuhin V.V. *Vestnik mashinostroeniya*, 2004, no.7, pp. 3-6.
11. Timofeev G.A., Samoiloa M.V., Panyukhin V.V. *Vestnik mashinostroeniya*, 2003, no. 5, pp. 11-15.
12. Roshchin G.I., Samoilov E.A., Alekseeva N.A. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* (Machinery and basis for designing), Moscow, Drofa, 2006, 415 p.