

УПРАВЛЯЕМЫЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОГО МОНТАЖНО-СТЫКОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

© 2017

А. С. Носов мастер участка инновационных технологий;
филиал предприятия «Центр эксплуатации наземной космической
инфраструктуры» – «Конструкторское бюро «Мотор», Москва;
alekstambov@mail.ru

Излагаются теоретические и экспериментальные основы создания привода с исполнительным механизмом на базе планетарной роликвинтовой передачи для повышения точности воспроизведения заданного закона движения и скоростных характеристик исполнительных элементов технологического оборудования и технических систем ракетных и ракетно-космических комплексов и при комплексных испытаниях ракет большой массы. Представлена математическая модель управляемого электромеханического привода для специального монтажно-стыковочного оборудования. Проведены испытания, на основе которых можно сделать вывод, что для создания высокоточного электромеханического привода необходимо использовать передачу с меньшим зазором между сопрягаемыми элементами, высокой точностью и надёжностью функционирования. Описаны новая конструкция планетарной роликвинтовой передачи и преимущества использования шагового двигателя. Математическое моделирование электромеханического привода с планетарной роликвинтовой передачей с испытанием на макете монтажно-стыковочного кантователя позволит создать электромеханический привод с улучшенными техническими и эксплуатационными характеристиками для кантователя космической головной части ракетно-космического носителя сверхтяжёлого класса.

Монтажно-стыковочное оборудование; электромеханический привод; роликвинтовая передача; математическая модель; испытания.

Цитирование: Носов А.С. Управляемый электромеханический привод для специального монтажно-стыковочного оборудования // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 2. С. 81-89. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-2-81-89

Введение

Стенд комплексных испытаний (КИ) по своему функциональному назначению, сложности, габаритам и стоимости является одной из основных составляющих комплекса наземного технологического оборудования [1].

Одним из главных назначений стенда КИ является обеспечение монтажа и испытаний панелей солнечных батарей (БС), разного рода антенн, приборов и оборудования, раскрываемого с помощью специальных штанг в космосе после вывода КА на орбиту. Все эти элементы, механизмы их раскрытия и приводы с целью экономии массы выполнены в виде ажурных лёгких конструкций, так как они работают в условиях невесомости. Их раскрытие на Земле, на стенде КИ для электрических и других проверок, невозможно без использования специальных систем обезвешивания (СО) [1].

Многофункциональным назначением стендов КИ объясняется их сложность, большие габариты, масса и площадь, занимаемая в зале монтажно-испытательного корпуса. Этим объясняются и большие затраты на проектирование и изготовление.

Неоднократные попытки унификации стендов КИ сдерживались различием конструкций БС и механизмов их раскрытия, требований к раскрытию их на стенде КИ. В современной ракетно-космической технике имеется большое количество задач, в которых требуется применение высокоточных линейных приводов, которые должны обеспечивать:

- высокую точность выполнения заданного закона движения;
- высокую жёсткость;

- высокую дискретность перемещения;
- высокий КПД;
- лёгкость в управлении и монтаже;
- отсутствие влияния на окружающую среду.

Электромеханический привод

На сегодняшний день всё большее предпочтение отдаётся электромеханическим приводам, которые имеют следующие достоинства:

- универсальность;
- простота устройства;
- лёгкость;
- возможность работы в экстремальных ситуациях.

Для решения подобных задач специалистами филиала ФГУП «ЦЭНКИ» – «КБ «Мотор», МАДИ и МГТУ имени Н. Э. Баумана предложено использование планетарной роликвинтовой передачи (ПРВП) в качестве исполнительного механизма электромеханического привода.

Методика обоснования выбора структуры, состава и параметров электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надёжности функционирования рассмотрена в [2]. Разработанная методика включает 7 этапов – от получения технического задания до сборки и испытаний привода с планетарной роликвинтовой передачей.

Представленные данные позволяют говорить о перспективности применения подобных передач, так как они могут обеспечивать осевое перемещение винта, равное 0,001-0,01 мм при высокой нагрузочной способности. Ещё одним достоинством стандартного типа ПРВП является возможность уменьшения осевых габаритов линейного привода. Главным недостатком является необходимость обеспечения комплекса мер для снижения износа в сопрягаемых резьбовых поверхностях (выбор профиля резьбы, подбор смазочного материала, ограничение осевой нагрузки, упрочнение поверхностей трения, уменьшение зазора).

Прототип передачи в РФ используется компанией «Прогрессивные технологии» при производстве электромеханических приводов с планетарной роликвинтовой передачей для замены и совершенствования систем перемещения с гидравлическим приводом. Недостатками данной передачи является наличие зазоров, сложность конструкции, малый ресурс передачи, сложность монтажа, отсутствие системы регулировки зазора в передаче.

При создании макета монтажно-стыковочного стенда кантователя была спроектирована схема электромеханического привода, основными элементами которого являются (рис. 1) [3]: шаговый двигатель; планетарная роликвинтовая передача; система управления.

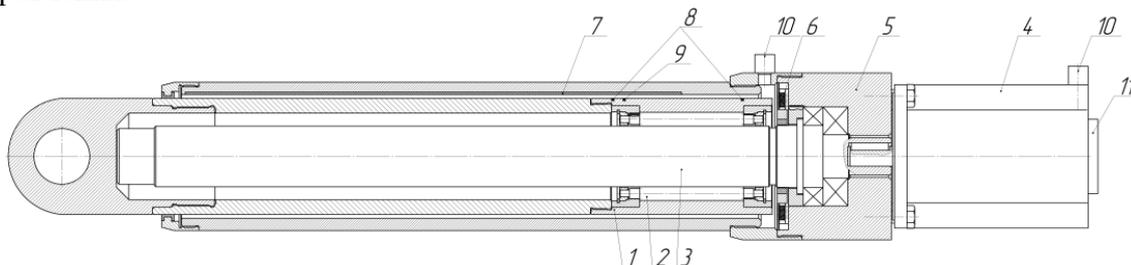


Рис. 1. Схема электромеханического привода:

1 – гайка; 2 – ролики; 3 – винт; 4 – шаговый двигатель; 5 – корпус; 6 – тормоз; 7 – оптическая линейка; 8 – концевые датчики; 9 – датчик положения; 10 – разъёмы; 11 – датчик поворота ротора

Испытания

Ввиду того, что к макету монтажно-стыковочного кантователя не предъявлялись высокие требования в части дискретности и погрешности перемещения, разработанную методику начали изучать при изготовлении стандартной фрикционной роликовинтовой передачи. Для сравнения технических характеристик синхронной работы двух и более передач были изготовлены два испытательных образца.

В результате проведённых исследований можно сделать следующие выводы:

- для повышения точности передачи необходимым циклом подготовки передачи к работе является приработка (обкатка) передачи с последующей настройкой;
- после проведения приработки и смазки передачи среднее отклонение кинематической точности уменьшается;
- основную долю в кинематической погрешности вносят геометрические составляющие передачи;
- результаты исследований позволяют разработать алгоритм проведения приработки (обкатки) передачи;
- диапазон линейного перемещения составляет 240 мм;
- нагрузка при испытаниях 0,98 кН;
- средняя точность перемещения гайки при испытаниях под нагрузкой составляет 0,0063 мм;
- средняя точность перемещения гайки при испытаниях на холостом ходу составляет 0,009 мм.

Как видно из приведённых экспериментальных данных, применение привода на основе классической ПРВП в составе синхронных скоростных механизмов невозможно из-за высокой погрешности перемещения, которая определяется главным образом большим люфтом в зацеплении резьб.

Можно сделать вывод, что для создания высокоточного электромеханического привода необходимо использовать передачу с меньшим зазором между сопрягаемыми элементами, высокой точностью и надёжностью функционирования.

Разработка новой конструкции ПРВП

Разработка новой конструкции ПРВП с гибкой гайкой реализована в конструкции с цангой, установленной между сборным корпусом и оболочкой-гайкой (рис. 2, 3). На данную конструкцию ПРВП подана заявка на изобретение №2015141579 «Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное» от 01.10.2015 г.

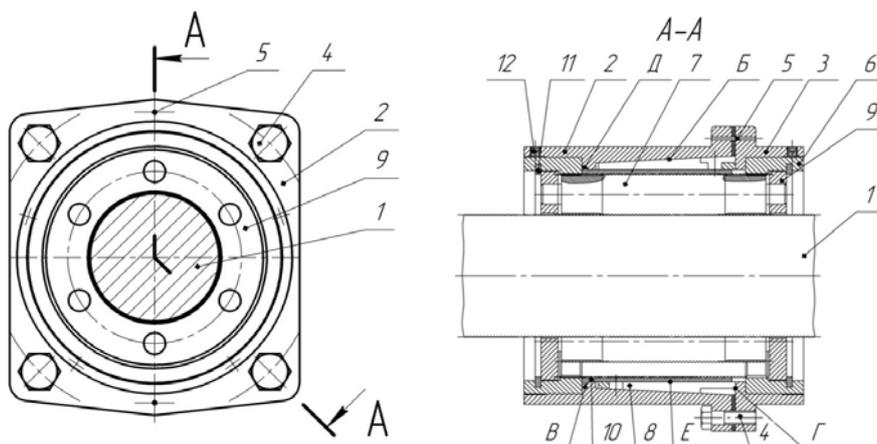


Рис. 2. Новая конструкция ПРВП с гибкой гайкой

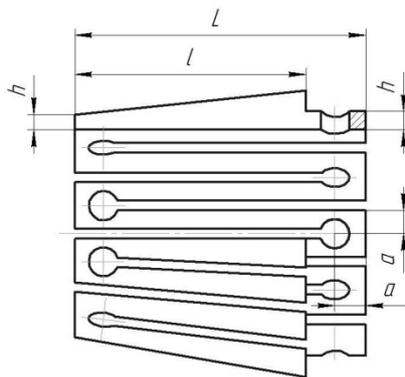


Рис. 3. Разрезная цанга

Новая конструкция ПРВП состоит из винта *1*, на наружной поверхности которого выполнена многозаходная резьба, и сборного корпуса, состоящего из двух соединяемых деталей. Первая деталь *2* сборного корпуса имеет внутреннюю коническую поверхность «Б» и внутреннюю кольцевую проточку «В», а вторая деталь *3* – торцевую упорную поверхность «Г». Детали *2* и *3* сборного корпуса соединяются крепёжными винтами *4* после их относительной центровки штифтами *5* (рис. 2, 3).

В сборном корпусе размещены: две втулки *6*, каждая из которых имеет внутренний зубчатый венец; ролики *7*; разрезная цанга *8*; два сепаратора *9*; тонкостенная гайка *10* с выполненным на её торце наружным кольцевым выступом (пояском) «Д». Для снижения жёсткости кольцевой поясок прорезан вдоль оси пазами.

В собранном положении устройства втулки *6* закреплены в торцевых расточках деталей *2* и *3* сборного корпуса. Во втулках *6* с возможностью вращения размещены сепараторы *9*, зафиксированные от осевого перемещения во втулках стопорными кольцами *11*, установленными во втулках *6*.

Сепараторы *9* имеют отверстия, в которых торцевыми цапфами (позициями не обозначены) с зазором с возможностью вращения размещены охватывающие вал *1* ролики *7*.

Для повышения нагрузочной способности, жёсткости и точности устройства количество роликов n ($n \geq 3$) выбирается обычно из условия соседства максимально возможным.

На наружной поверхности каждого ролика *7* выполнена резьба, а на концевых участках, прямо по резьбе, нарезаны прямозубые венцы, которые зацепляются с зубчатыми венцами втулок *6* для синхронизации вращения роликов. Ролики, как правило, имеют однозаходную резьбу, которая находится в зацеплении с многозаходными резьбами винта *1* и тонкостенной гайки *10*.

Тонкостенная гайка *10* расположена снаружи по отношению к роликам и по наружной поверхности охвачена разрезной цангой *8*.

Разрезная цанга *8* размещена в полости детали *2* корпуса, её коническая часть контактирует с внутренней конической поверхностью «Б» детали *2* корпуса, а торец разрезной цанги контактирует с торцевой упорной поверхностью «Г» детали *3* корпуса.

Для повышения податливости разрезной цанги *8* необходимо следующим образом назначать её размеры (рис. 3):

- выбрав общее количество прорезей, определить размер *a* от оси отверстия до паза в окружном направлении;

- ось отверстия рекомендуется располагать на расстоянии a от торца цанги; тогда сопряжение цанги вокруг отверстия будет равнопрочным в осевом и окружном сечениях.

Отсюда разрезные цанги преобразуют часть суммарной осевой силы $F_{\Sigma A}$, создаваемую винтами 4, в суммарную радиальную силу $F_{\Sigma R}$, которая создаёт необходимое для деформирования гайки давление p . Вторая часть суммарной осевой силы $F_{\Sigma A}$ идёт на деформирование цанг. Суммарная осевая сила (сила преднагрузки), создаваемая винтами, равна

$$F_{\Sigma A} = F_{A1} + F_{A2}. \quad (1)$$

Как показала практика проектирования разрезных цанг данной конструкции и расчёты, при таком назначении размеров расстояние l (рис. 3) будет составлять примерно 90% от длины цанги L . Для повышения податливости разрезных цанг необходимо, чтобы сопряжения вокруг отверстий у противоположных торцов цанги имели равную или близкую податливость. Для этого наружная коническая поверхность у правого в плоскости чертежа (базового) торца цанги в месте указанного сопряжения прерывается и переходит в цилиндрическую поверхность. При этом толщина разрезной цанги у правого торца на участке, где расположены отверстия, постоянна и равна её толщине h у противоположного торца.

В собранном положении устройства внутренняя коническая поверхность «Б» детали 2 корпуса взаимодействует с наружной конической поверхностью разрезной цанги 8, а её внутренняя цилиндрическая поверхность взаимодействует с наружной цилиндрической поверхностью «Е» тонкостенной гайки 10. При этом тонкостенная гайка 10 зафиксирована в осевом положении за счёт размещения её кольцевого выступа «Д» в кольцевой проточке «В» детали 2 корпуса и за счёт расположенного рядом торца втулки 6 (левой в плоскости чертежа на рис. 2).

Крепление втулок 6 в деталях 2 и 3 осуществляется стопорными винтами 12.

Шаговый двигатель

В качестве электродвигателя используется шаговый двигатель, который имеет ряд преимуществ перед другими синхронными электромашинами:

- угол поворота ротора определяется числом импульсов, которые поданы на двигатель;
- двигатель обеспечивает полный момент в режиме остановки (если обмотки запитаны);
- прецизионное позиционирование и повторяемость;
- возможность быстрого старта/остановки/реверсирования;
- высокая надёжность, связанная с отсутствием щеток;
- однозначная зависимость положения от входных импульсов обеспечивает позиционирование без обратной связи;
- возможность получения очень низких скоростей вращения для нагрузки, присоединённой непосредственно к валу двигателя без промежуточного редуктора, что, в свою очередь, снижает массогабаритные характеристики привода, уменьшает количество звеньев кинематической цепи и снижает себестоимость конечного изделия.

Крутящий момент шагового двигателя в системе с винтовой передачей определяется в следующей последовательности. Планетарная роликвинтовая передача состоит из винта диаметром d и гайки. Следует определить момент M , действующий на враща-

ющуюся деталь (гайку) для преодоления осевой нагрузки Q при равномерном движении.

Момент инерции передачи определяется при вращающемся винте и поступательно перемещающейся гайке [2;4;5]:

$$M_k \geq 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \frac{k^2 (k^2 + 3n_p / 4)}{(k+2)^4} L; \quad (2)$$

где d_3 – средний диаметр гайки; k – параметр передачи $2 < k < 5$ (при $k > 5$ – увеличение числа заходов резьбы на винте; при $k < 2$ – возрастают габариты передачи); n_p – количество заходов резьбы передачи; L – перемещение передачи.

Допустимая нагрузка на планетарную роликвинтовую передачу [2; 4]:

$$[Q] = \frac{2,8 d_2^3 K K_H K_T Z_2}{t K_3}, \quad (3)$$

где d_2 – диаметр ролика; $K_H = 0,3$; $K = 3$; $K_T = 0,76$ – материал гайки имеет $\sigma_T = 833$ МПа; t – шаг резьбы; Z_2 – кол-во роликов.

Осевое перемещение ролика относительно гайки за один оборот винта определяется следующим образом [2]:

$$H_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{k+1} n_r t \pm \frac{1}{2} k \frac{k+2}{k+1} t = \frac{1}{2} k t \left(\frac{n_r}{k+1} \pm \frac{k+2}{k+1} \right), \quad (4)$$

где t – шаг резьбы; n – число заходов резьбы; H – ход гайки за оборот винта; k – параметр передачи $2 < k < 5$ (при $k > 5$ – увеличение числа заходов резьбы на винте); при $k < 2$ – возрастают габариты передачи; n_r – число заходов резьбы гайки.

Для того, чтобы ролики не выкатывались из гайки, угол подъема резьбы гайки на основном диаметре должен быть равен углу подъема резьбы ролика на соответствующем основном диаметре.

Осевое перемещение роликов относительно винта за один оборот винта определяется по формуле [2]:

$$H_2 = \frac{t}{2} \cdot \frac{k(k+2)}{k+1} \mp \frac{k n_s t}{2(k+1)} \pm n_s t, \quad (5)$$

где n_s – число заходов резьбы винта.

Верхние знаки соответствуют одинаковому направлению резьбы винта и гайки, а нижние – различному.

Перемещение гайки за один оборот винта равно [2]:

$$H = H_1 + H_2. \quad (6)$$

При различных сочетаниях резьб винта, гайки и роликов можно создавать механизмы с микроперемещением или наоборот – высокоскоростные.

При выборе шагового двигателя следует ориентироваться на потребляемую при вращении мощность (двигатель + блок управления), величину напряжения питания, требуемый крутящий момент на выходном валу, скорость вращения вала и момент инерции нагрузки.

Закон сохранения энергии для системы, состоящей из двигателя и нагрузки на валу, повернувшейся на один полшага, выглядит следующим образом:

$$M_{\text{двигателя}} \varphi = 0,5J\omega^2 + M_{\text{нагрузки}} \varphi + M_{\text{магн}} \varphi + M_{\text{трения}} \varphi, \quad (7)$$

где φ – угол поворота; J – приведённый к валу момент инерции системы; ω – угловая скорость; $M_{\text{нагрузки}}$ – момент нагрузки; $M_{\text{магн}}$ – момент сопротивления, создаваемый постоянными магнитами двигателя (примерно 5% от величины $M_{\text{двигателя}}$); $M_{\text{трения}}$ – момент трения в системе.

Отсюда максимальная скорость, с которой может сделать первый шаг шаговый двигатель в системе с приведённым к валу моментом инерции J и нагруженный моментом $M_{\text{нагрузки}}$, равна:

$$\omega = \left(2\varphi (M_{\text{двигателя}} - M_{\text{нагрузки}} - M_{\text{магн}} - M_{\text{трения}}) / J \right)^{1/2}. \quad (8)$$

Необходимо также учитывать электрические переходные процессы в фазах двигателей, которые зависят как от напряжения питания и индуктивности фаз двигателей, так и от способа управления двигателем. Самыми динамичными являются двигатели с минимальной индуктивностью. Обычно стартовые частоты лежат в диапазоне 800-1000 Гц (2-2,5 об/с в полшаговом режиме) [4;5]. Исходя из этого, для шагового двигателя, работающего в полшаговом режиме, величина ускорения не должна превышать 4 рад/с².

Однако шаговым двигателям свойствен нежелательный эффект, называемый резонансом. Эффект проявляется в виде внезапного падения момента на некоторых скоростях. Это может привести к пропуску шагов и потере синхронности. Эффект проявляется в том случае, если частота шагов совпадает с собственной резонансной частотой системы ротор двигателя – нагрузка.

Существуют методы борьбы с резонансом на уровне алгоритма работы драйвера. Если резонансная частота точно известна, то её можно проходить, меняя режим работы. Однако самой эффективной мерой для борьбы с резонансом является применение микрошагового режима. В микрошаговом режиме с шагом 1/32 от основного при каждом микрошаге сообщается всего около 0,1% от энергии полного шага. Поэтому в микрошаговом режиме явление резонанса практически незаметно.

Заключение

Планетарные роликвинтовые механизмы являются в настоящее время наиболее перспективными устройствами, преобразующими вращательное движение в поступательное. Для повышения точности и жёсткости ПРВМ необходимо компенсировать зазоры между сопрягаемыми витками резьбы гайки, роликов и винта. Использование шагового двигателя позволяет повысить точность перемещения с учётом износа передачи и реакций опорных элементов, плавность и скоростные характеристики.

Библиографический список

1. Бирюков Г.П., Манаенков Е.Н., Фадеев А.С. Технологическое оборудование отечественных ракетно-космических комплексов: уч. пособие для вузов. М.: Рестарт, 2012. 599 с.
2. Носов А.С. Методика обоснования выбора структуры, состава и параметров привода с применением планетарной роликовинтовой передачи повышенной точности и надёжности функционирования // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23, № 1. С. 170-176.
3. Носов А.С. Силовой электромеханический привод с применением планетарной роликовинтовой передачи повышенной точности // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22, № 4. С. 100-107.
4. Козырев В.В. Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования: уч. пособие. Владимир: Владимирский государственный университет, 2004. 101 с.
5. Петренко А.М. Специальные винтовые механизмы в силовых приводах: уч. пособие. М.: Московский автомобильно-дорожный институт, 1997. 86 с.

MATHEMATICAL MODELING OF A CONTROLLED ELECTROMECHANICAL ACTUATOR FOR SPECIAL ASSEMBLY AND COUPLING EQUIPMENT

© 2017

A. S. Nosov Supervisor of the innovative technologies section;
Branch of the Ground-based Space Infrastructure Operation Center – Design Bureau
“KB “Motor”, Moscow, Russian Federation;
alekstambov@mail.ru

The article presents theoretical and experimental bases for the creation of a driving gear with an actuating mechanism based on a planetary roller drive to improve the fidelity of the specified motion law and velocity performance of the support equipment actuators and engineering systems of missile and space-rocket complexes, as well as for integrated tests of heavy missiles. We present a mathematical model of a controlled electromechanical actuator for special assembly and coupling equipment. The results of the tests carried out lead to the conclusion that in order to create a high precision electromechanical drive, it is necessary to use transmission with a smaller gap between the mating elements, high accuracy and reliability of operation. A new design of a planetary roller drive and the advantages of using a stepper motor are described. Thus, mathematical modeling of an electromechanical actuator with a planetary roller drive with a mockup test on an assembly and coupling tilting device makes it possible to create an electromechanical actuator with improved technical and operational characteristics for a tilting device of the space head of a super heavy launch vehicle. This reduces the probability of emergency situations during conducting government and commercial space programs.

Electromechanical actuator; roller drive; reliability; enhancing fidelity; assembly and coupling equipment.

Citation: Nosov A.S. Mathematical modeling of a controlled electromechanical actuator for special assembly and coupling equipment. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 2. P. 81-89. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-2-81-89

References

1. Biryukov G.P., Manaenkov E.N., Fadeev A.S. *Tekhnologicheskoe oborudovanie otechestvennykh raketno-kosmicheskikh kompleksov: uch. posobie dlya vuzov* [Support equipment of domestic space-rocket complexes]. Moscow: Restart Publ., 2012. 599 p.
2. Nosov A.S. Justification techniques for the structure, configuration and parameters of a drivegear with roller drive of increased accuracy and operational reliability selection. *Vestnik Moskovskogo Aviatsionnogo Instituta*. 2016. V. 23, no. 1. P. 170-176. (In Russ.)
3. Nosov A.S. Power electromechanical drive based on planetary roller-screw gear of improved accuracy. *Vestnik Moskovskogo Aviatsionnogo Instituta*. 2015. V. 22, no. 4. P. 100-107. (In Russ.)
4. Kozyrev V.V. *Konstruktsii rolikovintovykh peredach i metodika ikh proektirovaniya: uch. posobie* [Roller drive designs and the design technique]. Vladimir: Vladimir State University Publ., 2004. 101 p.
5. Petrenko A.M. *Spetsial'ny evintovye mekhanizmy v silovykh privodakh: uch. posobie* [Special screw mechanisms in actuators]. Moscow: Moscow Automobile and Road Institute Publ., 1997. 86 p.