

Испытания адаптивного зубчатого вариатора

Иванов К.С., Сагитов П.И., Джомартов А.А., Мирошниченко Е.С., Балбаев Г.К.
ИММАШ имени академика Джолдасбекова МОН РК,
Алматинский университет энергетики и связи

Аннотация.

В настоящее время понятие «вариатор» используется только для фрикционных механизмов. В статье доказано, что зубчатый механизм с постоянным зацеплением способен выполнять функции вариатора.

Адаптивный зубчатый вариатор представляет собой планетарный зубчатый механизм с постоянным зацеплением зубчатых колес и с переменным передаточным отношением. Вариатор работает без системы управления. Принципиальное отличие зубчатого вариатора – механизм имеет две степени свободы и только один вход. Определимость движения обеспечивает планетарный четырехзвенный замкнутый контур механизма, создающий дополнительную энергетическую связь. Вариатор создан на основе научного открытия профессора Иванова К.С. «Эффект силовой адаптации в механике». Сущность открытия – планетарная кинематическая цепь с двумя степенями свободы, в которой зубчатые колеса образуют подвижный замкнутый контур, адаптируется к переменной нагрузке путем самостоятельного регулирования скорости движения зубчатых колес внутри контура под действием нагрузки.

В работе приводятся описание вариатора и испытательного стенда, методика проведения испытаний и результаты испытаний адаптивного зубчатого вариатора, подтверждающие эффект силовой адаптации.

Ключевые слова: зубчатый вариатор, планетарный механизм, постоянное зацепление, замкнутый контур, силовая адаптация, необходимое условие адаптации, достаточное условие адаптации, конструкция вариатора, конструкция стенда, тяговая характеристика.

1. Введение. Описание научного открытия «Эффект силовой адаптации в механике»

Понятие вариатор означает фрикционный механизм с управляемым передаточным отношением [1]. В качестве вариатора используются торцовые фрикционные вариаторы с промежуточными дисками, конические вариаторы с промежуточными роликами и ременные передачи с составными клиновыми шкивами. Управление фрикционным вариатором выполняется путем внешнего воздействия на промежуточное звено для изменения его положения. В ременной передаче управление выполняется путем внешнего воздействия на составной шкив для изменения его диаметра.

Главный недостаток фрикционного вариатора – низкая надежность и сложность управления.

Более надежным механизмом является гидромеханическая передача (CVT), объединяющая гидротрансформатор и ступенчатый зубчатый механизм. В этой передаче плавное изменение передаточного отношения выполняет гидротрансформатор в узких пределах каждой передаточной ступени. Недостатки гидромеханической CVT: сложная конструкция, сложная система управления переключением передач, разрывы передаваемого энергетического потока, приводящие к ударам.

Попытки использования двойных сцепных ступенчатых передач для улучшения плавности движения при переключении ступеней [2] приводят к существенному усложнению конструкции.

Зубчатый вариатор является принципиально новым зубчатым механизмом с постоянным зацеплением зубчатых колес и с переменным передаточным отношением.

Идея создания зубчатого вариатора была основана на использовании кинематической цепи с двумя степенями свободы, позволяющей при наличии одного входного звена обеспечить регулирование выходной скорости с помощью лишней степени свободы. Так были созданы приводы Иванова с динамическим саморегулированием [3]. С целью упрощения схемы был использован двухрядный планетарный механизм в патентах Харриса [4] и Иванова [5]. Позже изобретатели Крокетт, Волков пытались создать адаптивную гидромеханическую систему CVT, используя планетарный механизм с одной степенью свободы совместно с гидродинамическим преобразователем с двумя степенями свободы [6, 7]. Гидротрансформатор обеспечивает автоматическую адаптацию системы к внешней нагрузке, но в узко ограниченных пределах. Объединение гидротрансформатора с планетарным механизмом позволяло несколько увеличить диапазон изменения выходной скорости движения, однако этого было недостаточно для выполнения технологических требований, например, к автомобилю. Поэтому получили распространение переключаемые автоматические многоступенчатые гидромеханические коробки передач. Недостатки гидромеханических коробок-автоматов: сложность конструкции, сложность системы управления, сложность обслуживания, несогласованность системы управления со всеми режимами движения, высокая стоимость.

Зубчатый вариатор является принципиально новым механизмом. Он имеет две степени свободы и только один вход, что противоречит условию существования механизма и определимости его движения. Определимость движения обеспечивает замкнутый контур. Попытки изобретателей [4, 6, 7] использовать известные подходы к анализу силового взаимодействия, пригодные для систем с одной степенью свободы, не давали объяснения определимости движения и принципиально отличались от действительности.

Теоретические предпосылки существования зубчатого вариатора были разработаны Ивановым К.С. [8...11]. На основе этих исследований были созданы патенты Иванова [12, 13].

Основные принципы взаимосвязи параметров механизма с двумя степенями свободы:

- 1) Наличие подвижного замкнутого контура между входным и выходным звеньями,
- 2) Учет дополнительной связи, создаваемой замкнутым контуром, приводящей к определимости движения и к выполнению закона сохранения энергии входного и выходного звеньев.

Эти принципы приводят к выполнению необходимого условия силовой адаптации зубчатого вариатора – получению эффекта силовой адаптации. Сущность эффекта: при постоянной входной мощности выходная угловая скорость обратно пропорциональна выходному моменту сопротивления. То есть имеет место саморегулирование без использования системы управления. Зубчатый вариатор является саморегулирующимся адаптивным механизмом.

Однако эти принципы обеспечивают только возможность получения различных режимов движения.

Для смены режимов движения необходимо обеспечить соответствующие силовое воздействие, изменяющее кинематику механизма. Взаимодействие параметров для смены режима движения обеспечивает достаточное условие существования зубчатого вариатора.

Достаточное условие определяется наличием в механизме так называемого центра совпадения скоростей. Центр совпадения скоростей – это некоторая точка, принадлежащая двум звеньям: входному водилу и выходному сателлиту. Скорости движения этих точек одинаковы, поэтому на плане линейных скоростей механизма эта точка занимает неизменное неподвижное положение при постоянной входной угловой скорости. Силовое воздействие, приводящее к изменению скоростей движения, производит выходная сила сопротивления. Эта сила поворачивает линию угловой

скорости выходного водила вокруг неподвижного центра совпадения скоростей, что приводит к изменению скоростей всех звеньев. Центр совпадения скоростей имитирует известное в механике понятие «моментного рычага»: изменение скорости движения возможно только при наличии некоторой опорной точки, обеспечивающей действие рычага. Конструктивно центр совпадения скоростей обеспечивает дополнительная двухзвенная зубчатая передача, связывающая входное водило с выходным сателлитом.

Выполнение необходимого и достаточного условий обеспечивает возможность создания надежной оптимальной конструкции адаптивного зубчатого вариатора.

Конструкция опытного образца адаптивного зубчатого вариатора для адаптивного привода модуля манипулятора была создана на основе выполнения необходимого [8...11] и достаточного [14, 15] условия существования вариатора.

Целью настоящей работы является испытание опытного образца адаптивного зубчатого вариатора для экспериментального подтверждения разработанной теории.

Классическое описание доказательства силовой адаптации (для идеальной механической системы) основано на законах механики.

Необходимое условие адаптации основано на следующей теореме.

Четырехзвенный подвижный замкнутый контур в кинематической цепи с двумя степенями свободы накладывает связь на движение звеньев цепи.

Кинематическая цепь с двумя степенями свободы и замкнутым контуром (рис. 1 а) содержит стойку 0, водило H_1 , замкнутый контур из зубчатых колес 1-2-3-6-5-4 и водило H_2 . Замкнутый контур содержит сателлит 2, блок солнечных колес 1-4, блок кольцевых колес 3-6 и сателлит 5.

Кинематическая цепь имеет две степени свободы и два начальных звена H_1 и H_2 .

Для доказательства теоремы выполним силовой анализ механизма в классической постановке при равномерном движении начальных звеньев.

Исходные данные: внешние силы F_{H1} и F_{H2} , действующие на замкнутый контур в точках B и K , угловые скорости начальных звеньев ω_{H1} , ω_{H2} и линейные скорости V_{H1} и V_{H2} точек B и K (рис. 1b).

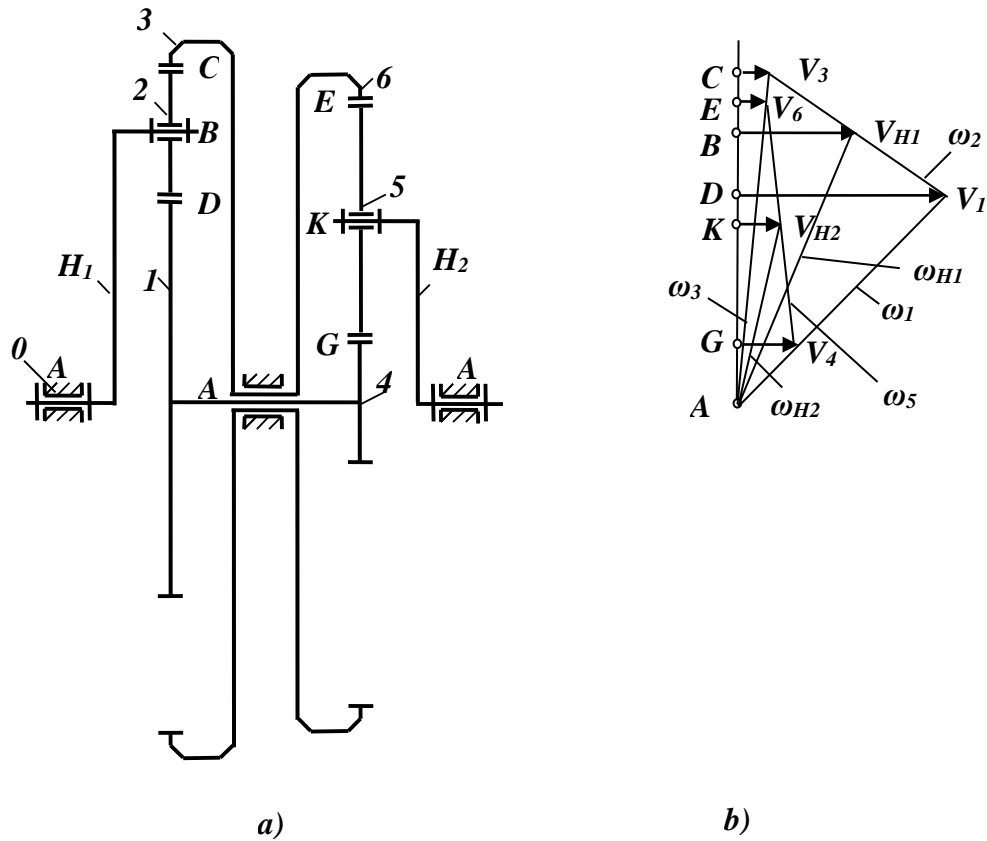


Рис. 1. Механизм с двумя степенями свободы и план его линейных скоростей

При силовом анализе сначала рассмотрим четырехзвенный замкнутый контур 1-2-3-6-5-4 как структурную группу Ассура с нулевой подвижностью.

Замкнутый контур позволяет составить уравнения статики для входных звеньев контура 2 и 5

$$R_{12} = 0.5F_{H1}, \quad (1)$$

$$R_{32} = 0.5F_{H1}. \quad (2)$$

Умножим уравнение (1) на V_1 (скорость точки D сателлита 2 или окружная скорость колеса 1). Умножим уравнение (2) на V_3 (скорость точки C сателлита 2 или окружная скорость колеса 3) и сложим уравнения полученные уравнения. Получим

$$R_{12}V_1 + R_{32}V_3 = 0.5F_{H1}(V_1 + V_3). \quad (3)$$

Согласно плану линейных скоростей механизма (рис. 1b) $0.5(V_1 + V_3) = V_{H1}$. Тогда из уравнения (3) получим

$$R_{12}V_1 + R_{32}V_3 = F_{H1}V_{H1}. \quad (4)$$

Аналогичным способом получим условие равновесия сателлита 5

$$R_{45}V_4 + R_{65}V_6 = F_{H2}V_{H2}, \quad (5)$$

Уравнения равновесия сателлитов содержат все силовые параметры замкнутого контура. Из этих уравнений можно получить уравнение взаимосвязи параметров всего замкнутого контура, если сложить уравнения и в качестве объединяющего условия использовать равенство угловых скоростей колес в блоке 1-4 $\omega_1 = \omega_4$ и в блоке 3-6 $\omega_3 = \omega_6$.

Сложим уравнения (4), (5), получим

$$R_{12}V_1 + R_{32}V_3 + R_{45}V_4 + R_{65}V_6 = F_{H1}V_{H1} + F_{H2}V_{H2}. \quad (6)$$

В уравнении (6) преобразуем линейные скорости в угловые скорости по формуле $V = \omega r$ с соответствующими индексами. Для сил будем использовать замены реакций на сателлитах на реакции, приложенные к центральным колесам по принципу $R_{12} = -R_{21}$ и т.д. Получим

$$-R_{21}\omega_1 r_1 - R_{23}\omega_3 r_3 - R_{54}\omega_4 r_4 - R_{56}\omega_6 r_6 = F_{H1}\omega_{H1} r_{H1} + F_{H2}\omega_{H2} r_{H2}. \quad (7)$$

Произведение силы на радиус определяет момент $Rr = M$ с использованием соответствующих индексов. Уравнение (7) примет вид

$$-M_{21}\omega_1 - M_{23}\omega_3 - M_{54}\omega_4 - M_{56}\omega_6 = M_{H1}\omega_{H1} + M_{H2}\omega_{H2}. \quad (8)$$

В левой части уравнения (8) имеет место сумма мощностей (соответствующая сумме работ) внутренних сил контура. Работа (мощность) внутренних сил на действительных перемещениях равна нулю

$$(M_{21} + M_{54})\omega_1 + (M_{23} + M_{56})\omega_3 = 0. \quad (9)$$

Отметим, что при произвольном задании внешних моментов условия равновесия на каждом блоке колес 1-4 и 3-6 не будут выполняться. На блоке колес 1-4 появится неуравновешенный момент $M_{1-4} = M_{21} + M_{54}$. На блоке колес 3-6 появится неуравновешенный момент $M_{3-6} = M_{23} + M_{56}$.

Однако уравнение (9) составлено из условий равновесия звеньев, которые содержат все параметры уравнения (9). Равновесие должно сохраняться! Поэтому следует вывод: неуравновешенные по отдельности моменты являются уравновешенными между собой в общем уравнении

$$M_{1-4}\omega_1 + M_{3-6}\omega_3 = 0. \quad (10)$$

Правая часть уравнения (8) представляет собой сумму мощностей (соответствующую сумме работ) внешних сил контура. При выполнении условия (9) получим из уравнения (8) условие равновесия для внешних сил согласно принципу возможных работ (или закону сохранения энергии)

$$M_{H1}\omega_{H1} + M_{H2}\omega_{H2} = 0. \quad (11)$$

Уравнение (11) аналитически представляет собой дополнительную к условиям статики связь между параметрами кинематической цепи. Один из четырех параметров уравнения (например, ω_{H2}) является зависимым от остальных. Следовательно, замкнутый контур в обычной кинематической цепи с двумя степенями свободы и с двумя входными звеньями накладывает дополнительную связь на движение звеньев, **что и требовалось доказать.**

Дополнительная связь (11) уменьшает число степеней свободы на единицу и требует наличия только одного входного звена. При этом условие взаимосвязи внешних параметров (11) предопределяет наличие мощностей с разными знаками на внешних звеньях цепи (водилах H_1 и H_2). Звено с наличием отрицательной мощности не может быть входным звеном, так как действующий на нем момент является моментом сопротивления.

Этот главный теоретический результат приводит к беспрецедентному выводу: кинематическая цепь с двумя начальными звеньями, соединенными замкнутым контуром, должна иметь только одно входное звено.

Уравнение дополнительной связи (11) примет вид

$$M_{H1}\omega_{H1} - M_{H2}\omega_{H2} = 0. \quad (12)$$

Уравнение (12) позволяет определить выходную угловую скорость при прочих заданных параметрах.

$$\omega_{H2} = M_{H1}\omega_{H1} / M_{H2}. \quad (13)$$

Уравнение (13) выражает главный теоретический результат – эффект силовой адаптации в механике: при заданных постоянных параметрах входной мощности M_{H1} , ω_{H1} и заданном выходном моменте сопротивления M_{H2} выходная угловая скорость ω_{H2} находится в обратной пропорциональной зависимости от переменного выходного момента сопротивления M_{H2} .

Адаптивный механизм работает без системы управления и является саморегулирующимся механизмом.

Уравнение (10) характеризует циркуляцию энергии.

Так как для рассматриваемой схемы $M_{21} > M_{54}$, $M_{56} > M_{23}$, то

$$M_{1-4}\omega_1 = M_{3-6}\omega_3. \quad (14)$$

Физическая сущность уравнения (14) состоит в том, что оно связывает мощности на блоках колес 1-4 и 3-6 и отражает неизвестное ранее аналитическое выражение циркуляции энергии внутри контура во время его движения. Циркуляция энергии состоит в том, что переменные мощности, создаваемые на промежуточных звеньях, равны между собой. Таким образом, каждый отдельный блок колес может быть неуравновешенным, а кинематическая цепь в целом окажется уравновешенной.

Этот вывод характеризует блестящее подтверждение наличия равновесия, которое обеспечивает замкнутый контур в принципиально новой ситуации – в кинематической цепи с двумя степенями свободы, имеющей только один вход.

По известным внешним активным моментам можно определить неизвестные реакции.

Достаточным условием силовой адаптации является возможность смены силовых режимов.

Для смены режимов движения необходимо обеспечить соответствующие силовое воздействие, изменяющее кинематику механизма. Достаточное условие определяется наличием в механизме (рис. 2) так называемого центра совпадения скоростей [24, 25]. Центр совпадения скоростей – это некоторая точка S_5 , принадлежащая двум звеньям: входному водилу H_1 и выходному сателлиту 5. Скорости движения этих точек одинаковы – представлены отрезком S_5s_5 , поэтому точка s_5 на плане линейных скоростей механизма занимает неизменное неподвижное положение на наклонной линии постоянной входной угловой скорости ω_{H1} . Силовое воздействие, приводящее к изменению скоростей движения, производит выходная сила сопротивления F_{H2} . Эта сила поворачивает линию угловой скорости выходного сателлита ω_5 вокруг неподвижной точки s_5 , соответствующей центру совпадения скоростей S_5 , что приводит к изменению скоростей всех звеньев. Точка s_5 , соответствующая центру совпадения скоростей S_5 , имитирует известное в механике понятие «моментного рычага»: изменение скорости движения возможно только при наличии некоторой опорной точки, обеспечивающей действие рычага и относительный поворот линии угловой скорости ω_5 . Поворот линии ω_5 под

действием внешних сил (постоянной силы F_{H1} и переменной силы F_{H2}) вокруг точки s_5 (неподвижной на плане линейных скоростей) приводит к изменению положения точки k выходного водила и изменению выходной угловой скорости ω_{H2} .

Конструктивно центр совпадения скоростей S_5 обеспечивает дополнительная двухзвенная зубчатая передача 8-7, связывающая входное водило H_1 с выходным сателлитом 5 (рис. 2а).

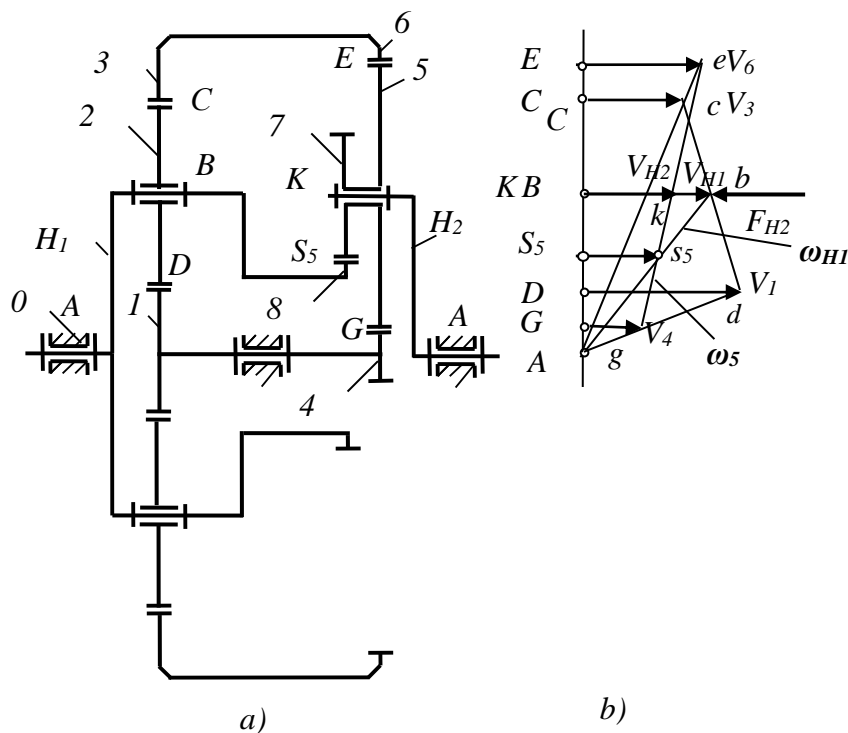


Рис. 2. Использование центра совпадения скоростей для адаптации (имитация «моментного рычага»)

Схема механизма, представленного на рис. 2, содержит подвижный замкнутый контур с дополнительной энергетической связью и центр совпадения скоростей, создающий подвижную опору (выполняющую функцию моментного рычага). Этот механизм обеспечивает силовую адаптацию к переменной нагрузке, так как он выполняет необходимое и достаточное условия силовой адаптации.

2. Конструкция и работа адаптивного зубчатого вариатора

Методология создания зубчатого вариатора основана на выполнении необходимого и достаточного условий силовой адаптации.

Необходимое условие определяет учет дополнительной связи, создаваемой замкнутым контуром, приводящей к определмости движения и к выполнению закона сохранения энергии входного и выходного звеньев.

Достаточное условие определяет взаимодействие параметров для смены режима движения зубчатого вариатора.

Конструкция узлов адаптивного зубчатого вариатора представлена на рис. 3.



Рис. 3. Конструкция узлов зубчатого адаптивного вариатора

Узлы зубчатого вариатора: 1. Входная полумуфта. 2. Входная крышка с входным подшипником корпуса. 3. Подвижный корпус с зубчатыми венцами и выходной крышкой. 4. Входное водило в сборе. 5. Выходное водило в сборе. 6. Выходной подшипник корпуса. 7. Выходная полумуфта.

Вариатор работает следующим образом (рис. 2 1).

Входной вал с входным водилом Н1 9 передает движение на входной сателлит 2. Входной сателлит 2 передает движение на блоки зубчатых колес 1- 4 и 3-6. Блоки колес 1- 4 и 3-6 передают движение на выходной сателлит 5 и выходное водило Н2 10. Одновременно кинематическая цепь с дополнительной параллельной передачей из зубчатых колес 8-7 передает движение от входного водила 9 к выходному сателлиту 5 и водилу 10. Параллельная передача 8-7 имеет передаточное отношение равное передаточному отношению планетарной кинематической цепи.

Определимость движения в момент старта обеспечивает дополнительная связь, которую создает мертвое положение водил одинаковой длины. Сразу же после начала движения происходит разблокировка мертвого положения и переход в состояние с двумя степенями свободы. Разблокировку создает дополнительная параллельная передача 8-7, дублирующая заклиненную планетарную передачу.

В оперативном (эксплуатационном) режиме движения с двумя степенями свободы зубчатые колеса, образующие замкнутый контур 1-2-3-6-5-4, обеспечивают циркуляцию энергии. Замкнутый контур создает дифференциальную (подвижную) связь, аналогичную связи, которую создает циркулирующий поток жидкости в гидротрансформаторе.

Действие адаптивного зубчатого вариатора в оперативном режиме основано на циркуляции энергии внутри подвижного замкнутого контура, которая происходит, если выходной момент сопротивления превышает входной движущий момент. С увеличением момента сопротивления увеличивается циркуляция энергии и уменьшается скорость вращения выходного вала. То есть действие зубчатого вариатора аналогично действию гидравлического трансформатора с той разницей, что носителем циркулирующей энергии является замкнутый контур из зубчатых колес, а не замкнутый поток жидкости. Таким образом, зубчатый вариатор обеспечивает не только переменное передаточное отношение, но и адаптацию к внешней нагрузке без какого-либо управления.

При этом диапазон передаточных отношений зубчатого вариатора, зависящий только от чисел зубьев колес, не имеет ограничений, свойственных гидравлическому трансформатору.

3. Описание испытательного стенда

Испытания вариатора выполнялись на испытательном стенде (рис. 4).

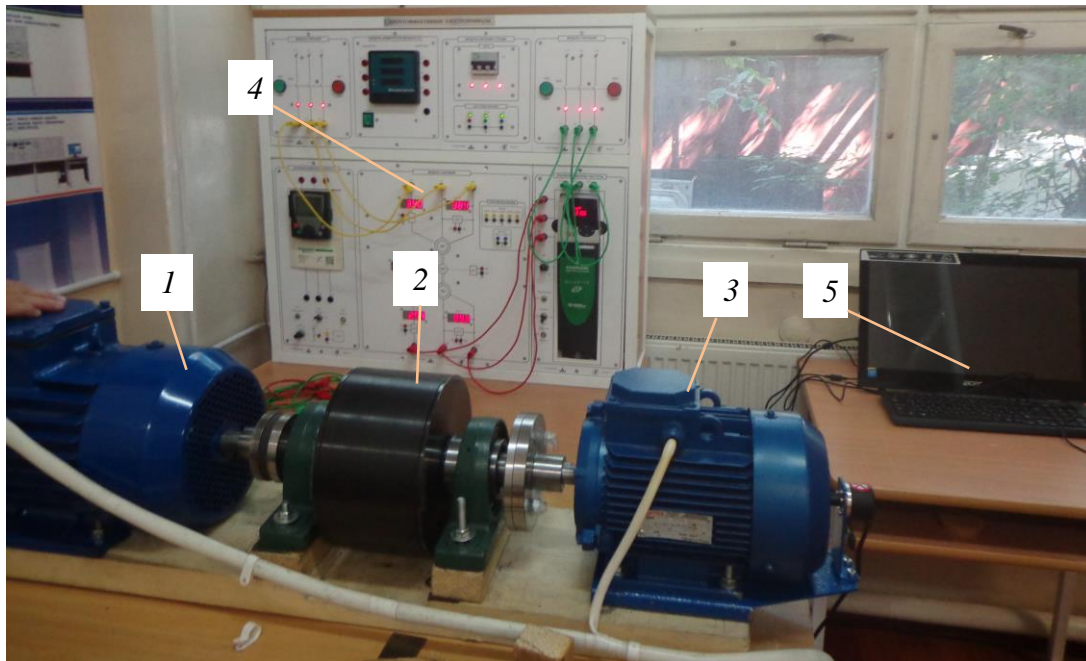


Рис. 4. Испытательный стенд

На испытательном стенде показаны следующие устройства: основной двигатель 1, зубчатый адаптивный вариатор 2, вспомогательный (тормозной) двигатель 3, приборная панель 4, монитор 5.

4. Методика испытаний вариатора

Методика испытаний вариатора соответствует его работе. Работа вариатора содержит следующие режимы движения (рис. 2):

1) Старт. В момент старта выходное водило H_2 неподвижно. Входное водило H_1 передает движение на выходной сателлит 5. Дополнительная (энергетическая) связь в замкнутом контуре отсутствует. В результате число степеней свободы кинематической цепи равно единице. Однако наличие водил одинаковой длины обеспечивает мертвое положение цепи, приводящее к ее заклиниванию. Расклинивающая передача 8-7 сразу после старта (после трогания с места) начинает передавать движение на сателлит 5 и выходное водило H_2 со скоростью, близкой к нулю. Поэтому теоретически преодолеваемый момент сопротивления на старте стремится к бесконечности.

2) Эксплуатационный режим. В эксплуатационном режиме движения момент сопротивления изменяется от заданного стартового максимального значения до момента сопротивления холостого хода, равного нулю или равного движущему моменту. Выходной вал на холостом ходу должен вращаться со скоростью, равной скорости вала двигателя. Однако вариатор на стенде присоединен к входному тяговому двигателю и к выходному тормозному двигателю с погрешностями соосности. Это приводит к реальному увеличенному моменту сопротивления холостого хода. В результате реальный диапазон изменения момента сопротивления ограничен заданным максимальным

стартовым моментом и минимальным реальным моментом сопротивления холостого хода (полученным экспериментально).

Методика испытаний состоит в получении показателей каждого режима движения. Каждый режим движения отображается точкой на диаграмме тяговой характеристики зубчатого вариатора $M = M(\omega)$, где M - момент сопротивления на выходном валу вариатора, ω - угловая скорость выходного вала. По полученным точкам (используется 5 точек) строится реальная тяговая характеристика вариатора. Достоверность получения эффекта силовой адаптации определяется сопоставлением теоретической и реальной тяговой характеристики.

5. Испытания вариатора

1) Старт при остановленном выходном валу вариатора

Вариатор на старте имеет одну степень свободы. Эта степень свободы приводит к холостому движению без передачи усилия на выходной вал. Однако разработанный адаптивный вариатор имеет конструкцию с водилами H_1 и H_2 одинаковой длины, создающую внутреннее заклинивание механизма в момент старта. Эта заклинивающая связь обеспечивает передачу высокого стартового момента двигателя на остановленный вал вариатора.

Момент M_E , передаваемый от двигателя на выходной вал вариатора, определяется через тяговую мощность двигателя P_T и угловую скорость вала вариатора ω_R по формуле

$$M_E = P_T / \omega_R. \quad (15)$$

Пуск двигателя происходит в условиях увеличения силы тока (и мощности). Момент, передаваемый на остановленный выходной вал вариатора при угловой скорости, близкой к нулю, стремится к бесконечности.

Для измерения стартового момента, передаваемого на выходной вал вариатора, была создана рычажная система с динамометром (рис. 5).

Рычажная система содержит верхний подвижный рычаг, жестко связанный через полумуфту с выходным валом вариатора, нижний рычаг, жестко связанный с основанием стенда, и динамометр, соединяющий рычаги. В исходном положении перед пуском двигателя показания динамометра равны нулю. В момент старта динамометр покажет стартовую силу F_R , создающую стартовый тяговый момент на выходном валу вариатора.

$$M_R = F_R H_R, \quad (16)$$

где $H_R = 0.26m$ - плечо силы относительно оси выходного вала.

На старте $M_R = M_E$. Отсюда $F_R = P_T / H_R \omega_R$.

Угловая скорость вариатора определяется через угловую скорость тягового двигателя $\omega_T = 96.3 \text{ s}^{-1}$ и передаточное отношение вариатора u по формуле $\omega_R = \omega_T / u$. Тогда $F_R = P_T u / H_R \omega_T$.

Перед включением была выполнена проверка динамометра путем создания пробной нагрузки $F_R = 23.45 \text{ kG} = 230 \text{ N}$ (рис. 5).



Рис. 5. Рычажная система с динамометром для измерения стартового момента

Стартовая тяговая мощность двигателя равна утроенной номинальной мощности $P_T = 3 \cdot 1400 = 4200 \text{ Вт}$.

Предполагаемая сила на динамометре при передаточном отношении $u = 2.5$ равна $F_R = P_T u / H_R \omega_T = 4200 \cdot 2.5 / 0.26 \cdot 96.3 = 419 \text{ Н} = 43 \text{ кг}$.

Вычисленная сила имела бы место, если бы вал двигателя начал вращение с номинальной угловой скоростью $\omega_T = 96.3 \text{ с}^{-1}$. Однако эта угловая скорость на старте близка к нулю. Сила F_R близка к бесконечности. Это приводит к поломке рычага.

Величину реального максимального момента сопротивления можно определить при преодолении увеличивающейся нагрузки на выходном валу вариатора при работающем двигателе до полной остановки выходного вала. Это происходит в принципиально ином режиме, чем при старте. При совместном движении двигателя и вариатора в режиме увеличения нагрузки дополнительная внутренняя передача вариатора предотвращает заклинивание и обеспечивает внутреннее относительное движение зубчатых колес внутри замкнутого контура, то есть реализует вторую степень свободы.

Одновременно вторая степень свободы создает дополнительную динамическую связь в виде циркуляции энергии внутри замкнутого контура. При этом происходит нейтрализация лишней степени свободы и получение эффекта силовой адаптации. Внешняя переменная нагрузка в виде момента сопротивления M_R тормозит выходной вал вариатора при постоянной входной мощности P_T тягового двигателя. Угловая скорость выходного вала вариатора без учета КПД определяется на основе закона сохранения энергии (равенство входной и выходной мощности) по формуле

$$\omega_R = P_T / M_R . \quad (17)$$

В начале режима движения при равенстве момента сопротивления моменту двигателя $M_R = M_T$ выходная угловая скорость вариатора должна быть равна входной угловой скорости вала двигателя $\omega_R = \omega_T$. При достижении моментом сопротивления максимального значения, соответствующего максимальному передаточному отношению, выходной вал вариатора останавливается. Остановка происходит при значительно меньшем моменте сопротивления, чем при пуске. На рис. 6 показания приборов определяют достижение минимальной скорости вращения перед полной остановкой выходного вала вариатора.

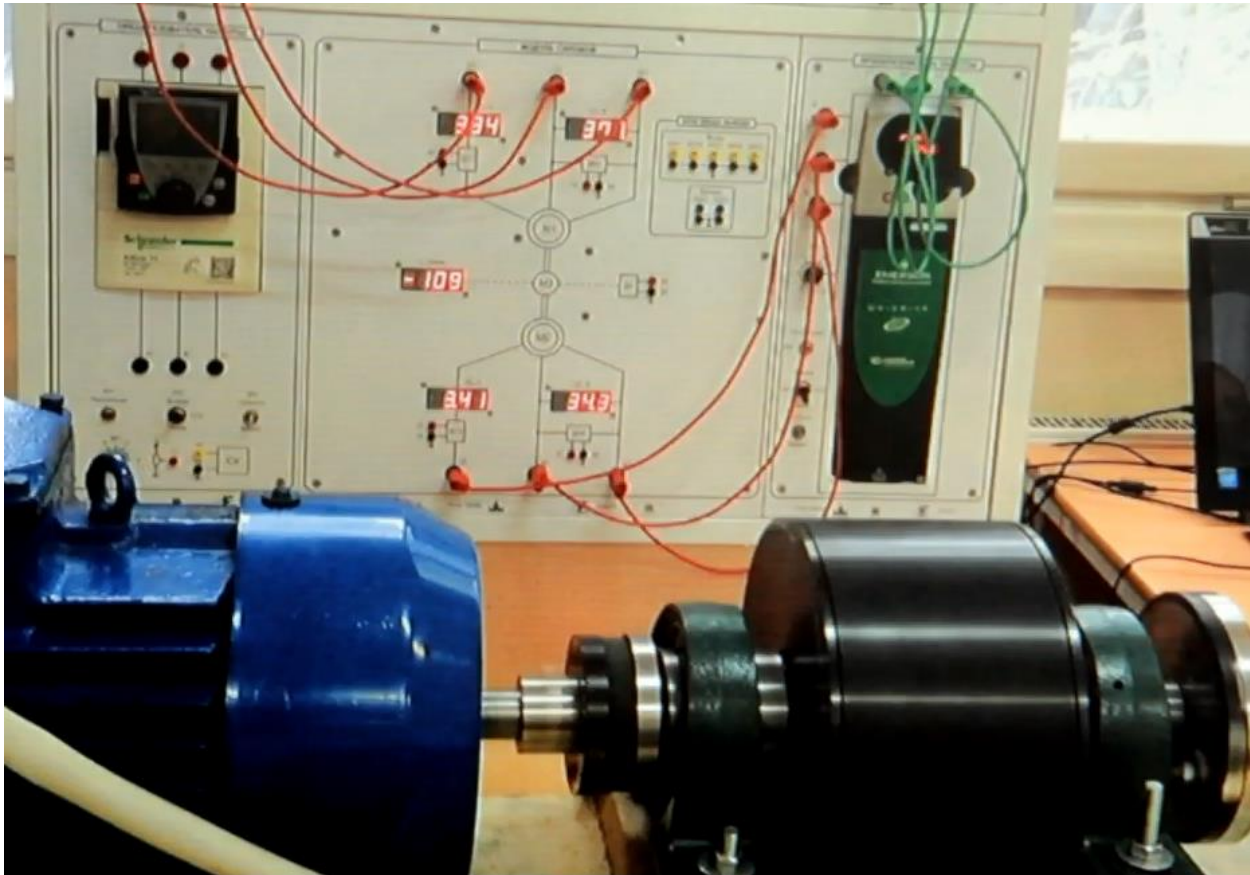


Рис. 6. Достижение минимальной угловой скорости перед остановкой при работающем тяговом двигателе

Максимальное передаточное отношение перед остановкой определяется через числа оборотов тягового двигателя и вариатора

$$u_{\max} = n_T / n_{R\min} = 920 / 109 = 8.4.$$

Максимальный момент сопротивления, обеспечивающий остановку выходного вала вариатора при работающем двигателе с учетом КПД η , равен $M_R = P_T \eta / \omega_{R\min} = 1400 \cdot 0.7 / 11.4 = 77.2 \text{ Nm}$.

Реальный максимальный момент сопротивления следует принимать с учетом ограничения напряженности режима движения. Это ограничение состоит в назначении максимального передаточного отношения $u_{\max} = n_T / n_{R\min} = 4$. Тогда $M_{R\max} = 36.8 \text{ Nm}$

Режим остановки выходного вала при работающем двигателе (стоповый режим) не способен создать ни один из существующих в мире передаточных механизмов.

2) Эксплуатационный режим движения

При работающем двигателе выполнение эксплуатационного режима движения с увеличением и уменьшением выходной нагрузки, то есть демонстрация эффекта силовой

адаптации, производится путем создания переменного момента сопротивления вспомогательным тормозным двигателем.

В рассматриваемой конструкции трение не является функциональным фактором, создающим условия силового взаимодействия. Силовое взаимодействие может иметь место в идеальных условиях при отсутствии трения. Трение только снижает КПД. Отрицательное воздействие на силовое взаимодействие оказывают возможные неисправности конструкции (износ подшипников, искажение геометрии), увеличивающие потери на трение и момент сопротивления. Конструкция зубчатого адаптивного вариатора имеет КПД обычного планетарного механизма.

Силовое взаимодействие входного и выходного вала вариатора приводит в соответствии с законом сохранения энергии к балансу тяговой мощности и мощности сопротивления $P_T = P_R$. Или $M_T \omega_T = M_R \omega_R$. Отсюда следует формула, определяющая эффект силовой адаптации к переменному выходному моменту сопротивления при постоянной входной мощности

$$\omega_R = M_T \omega_T / M_R. \quad (18)$$

Проведение испытаний вариатора выполнялось в режиме плавного увеличения тормозного момента сопротивления от нуля до максимума. При нулевой нагрузке механизм вариатора даже при минимальном внутреннем трении должен двигаться как одно целое с угловой скоростью, равной угловой скорости тягового двигателя. Это подтверждено экспериментом при разъединении муфты, соединяющей вариатор с тормозным двигателем. Однако в собранном состоянии муфты при включенном тормозном двигателе и отсутствии тормозного момента выходной вал вариатора вращается с пониженной частотой вращения $n_R = 468 \text{ об/мин}$ вместо $n_R = 920 \text{ об/мин}$. Это свидетельствует о появлении внешних нарушений конструкции (нарушение соосности двигателей и вариатора, износ деталей).

Проверка эффекта силовой адаптации, производилась путем создания переменного тормозного момента сопротивления, противоположного направлению вращения вала тягового двигателя.

Угловая скорость выходного вала вариатора с отрицательным знаком фиксируется счетчиком оборотов тормозного двигателя и отражается на стенде. На стенде отражаются значения силы тока и напряжения тягового двигателя и тормозного двигателя, позволяющие определить мощность двигателей.

Изменение тормозного момента осуществлялось частотным преобразователем, управляющим движением тормозного двигателя с помощью потенциометра.

Были выполнены пять режимов движения с переходами между ними. Измеряемые параметры (показания приборов) и вычисляемые параметры были сведены в таблицу 1. По значениям параметров таблицы 1 была построена тяговая характеристика вариатора (рис. 9).

Начальные параметры тяговой характеристики были определены при решении задачи 1. Начальная точка А старта имеет параметры $\omega_R = 5.65 \text{ с}^{-1}$, $M_R = 155.0 \text{ Nm}$.

В эксплуатационном режиме движения параметры тяговой характеристики в каждом режиме, обозначенном соответствующей точкой на тяговой характеристике, определялись по следующей методике, приведенной для промежуточной точки Е (рис. 7):

1) Показание тахометра - $n_R = 468 \text{ rpm}$ соответствует угловой скорости тормозного двигателя и выходного вала вариатора, определяемой по формуле $\omega_R = \pi n_R / 30 = 3.14 \cdot 468 / 30 = 49.0 \text{ с}^{-1}$.

2) Показание амперметра тягового двигателя - $I_T = 3.30 \text{ A}$, показание вольтметра тягового двигателя - $U_T = 381 \text{ V}$, КПД тягового двигателя $\eta_T = 0.7$, мощность тягового двигателя включенного без частотного преобразователя (постоянная) $P_T = \eta_T \cdot I_T \cdot U_T = 0.7 \cdot 3.30 \cdot 381 = 880.1 \text{ Вт}$.

3) Номинальный момент на валу тягового двигателя равен $M_T = P_T / \omega_T = 880.1 / 96.3 = 9.1 Nm$.

4) Преодолеваемый момент сопротивления на выходном валу вариатора равен $M_R = P_T / \omega_R = 880.1 / 49.0 = 17.9 Nm$.

5) Передаточное отношение вариатора $u = M_R / M_T = 17.9 / 9.1 = 1.96$.

6) Показание амперметра тормозного двигателя - $I_R = 2.57 A$, показание вольтметра тормозного двигателя - $U_R = 15.3 V$, мощность тормозного двигателя $P_B = 3 \cdot I_R \cdot U_R = 3 \cdot 2.57 \cdot 15.3 = 117.9 Wt$;

7) Тормозной момент, создаваемый тормозным двигателем $M_B = P_B / \omega_R = 117.9 / 49.0 = 2.4 Nm$. Следовательно, сам испытательный стенд создает некий дополнительный тормозной момент, связанный с искажением конструкции при испытаниях $M_A = M_R - M_B = 17.9 - 2.4 = 15.5 Nm$. Такое заключение подтверждается пониженной выходной скоростью вариатора ($n_R = 468 rpm$) при выключенном тормозном двигателе и отсутствии тормозной нагрузки.

Параметры движения в точках B , C и D получены аналогичным образом. Фотографии испытаний в эксплуатационном режиме движения приведены в приложении на рис. 10...13.

Параметры точки F ($\omega_R = \omega_T = 96.3 s^{-1}$, $M_R = M_T = 9.1 Nm$) соответствуют режиму движения без тормозного двигателя (при разъединенной муфте). При этом отсутствуют искажающие конструктивные помехи и помехи настройки приборов.

Таблица 1. Электрическое торможение. Показатели

Точка	Момент сопротив- ления $M_R \quad Nm$	Число оборотов $n_R \quad rpm$	Угловая скорость $\omega_R \quad s^{-1}$	Сила тока $I_R \quad A$	Напря- жение $U_R \quad V$	Мощ- ность $P_R \quad Wt$	Переда- точное отноше- ние u
A	155.8	54	5.6	4.02	24.5	295.4	17.04
B	77.2	109	11.4	3.41	34.3	350.8	8.48
C	72.1	117	12.2	3.28	36.8	362.1	7.92
D	28.8	292	30.5	2.78	64.3	536.2	3.17
E	17.9	468	49.0	2.57	75.3	580.5	1.96
F	9.1	920	96.3	-	-	-	1.00

По полученным данным построена тяговая характеристика вариатора (рис. 7)

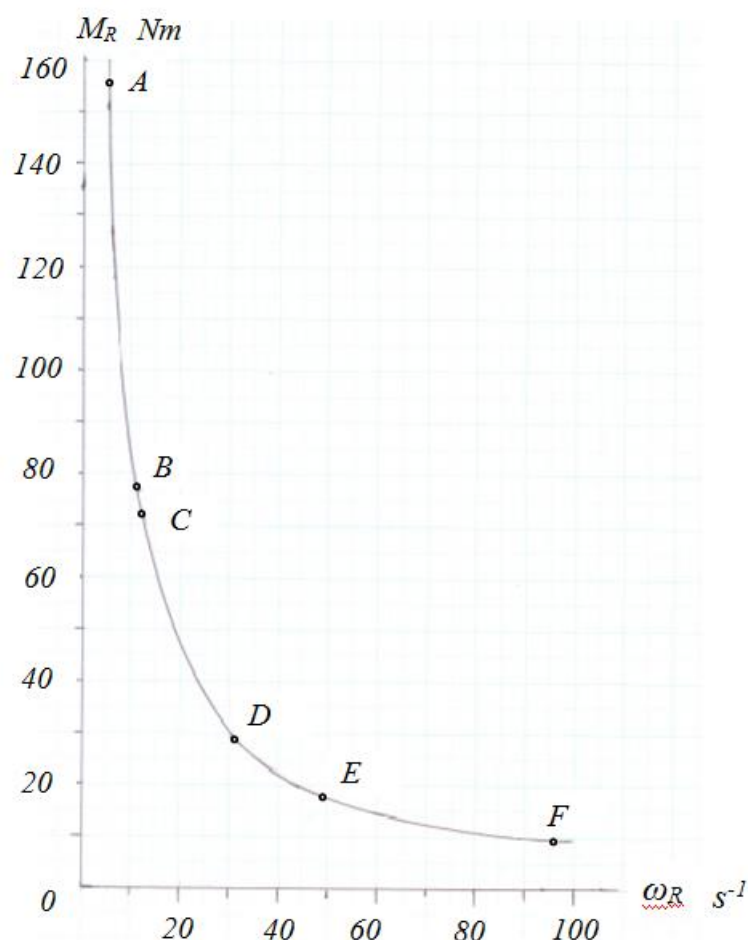


Рис. 7. Экспериментальная тяговая характеристика зубчатого вариатора

Анализ полученных данных подтверждает наличие эффекта силовой адаптации или саморегулирования. Переменная силовая нагрузка вызывает изменение выходной угловой скорости вала вариатора.

Заключение

Новизна исследований заключается в создании и испытании механизма принципиально новой конструкции, реализующего научное открытие автора статьи "Эффект силовой адаптации в механике".

Выводы:

1. Конструкция вариатора с двумя степенями свободы и с выполнением необходимого и достаточного условий существования обеспечивает передачу всей энергии от тягового двигателя на выходной вал вариатора как при пуске, так и в эксплуатационном режиме.

2. Вариатор допускает полную остановку выходного вала при работающем тяговом двигателе.

3. Вариатор обеспечивает силовую адаптацию к переменной нагрузке в эксплуатационном режиме работы.

4. В эксплуатационном режиме движения имеет место плавное изменение скорости выходного вала при плавном изменении момента сопротивления, как при увеличении, так и при уменьшении момента сопротивления.

Адаптивный зубчатый вариатор является высокоэффективным саморегулирующимся передаточным механизмом, который может быть использован для машин с переменным технологическим сопротивлением во всех отраслях техники от

автомобилестроения до робототехники.

Литература

1. Kevin R. Lang. Continuously Variable Transmissions. An Overview of CVT Research Past, Present, and Future. 21W. 732, USA. 2000. 11 p.
2. Sooyoung Kim, Jiwon Oh, Seibum Choi. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation. Mechanism and Machine Theory. Volume 113, July 2017, Pages 109-125.
3. Иванов К.С., Дмитриева Н.А. Безреактивный двигатель. Авторское свидетельство СССР №769157 от 7.09.1980.
4. Harries John. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
5. Иванов К.С. Передача с автоматически регулируемой скоростью. Предварительный патент республики Казахстан № 3208 от 15.03.1996.
6. Samuel J. Crockett. Shiftless, continuously-aligning transmission. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47.1990, 9 p.
7. Волков И.В. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления. Описание изобретения к патенту России RU 2 234 626 от 27.03.2004.
8. Ivanov K.S. Discovery of the Force Adaptation Effect. Proceedings of 11th World Congress in Mechanism and Machine Science. V. 2. 2004, Tianjin, China. – P. 581 - 585.
9. Ivanov K.S. Gear Automatic Adaptive Variator with Constant Engagement of Gears. Proceedings of the 12th World Congress in Mechanism and Machine Science. Besancon. France. 2007, Vol. 2. P. 182 - 188.
10. Ivanov K.S. The simplest automatic transfer box. WCE 2010. World Congress on Engineering 2010 (ICME) London, UK. 2010. P. 1179 – 1184.
11. Ivanov K.S. Theory of Continuously Variable Transmission (CVT) with Two Degrees of Freedom. Paradox of mechanics. Proceedings of the American Society of Engineers Mechanics (ASME) International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012). Houston, Texas, USA. 2012. PP 933 - 942.
12. Иванов К.С., Ярославцева Е.К. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления. Патент России RU № 2398989. 10.09.2010. 10 с.
13. Ivanov Konstantin S., Almaty, KAZ - Owner of the registered sample. The name - Device of automatic and continuous change of a twisting moment – and changes of a corrected speed of output shaft depending on a tractive resistance. The deed on registration of the registered sample № 20 2012 101 273.1. Day of Registration 02.05.2012. The German patent and firm establishment. Federal Republic Germany. 2012. 12 p.
14. Ivanov K.S. Paradox in the Mechanism Science. 1-st International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. 2013. Madrid. Spain. P. 132-138.
15. Ivanov K. S., Dinasilov A.D., Yaroslavceva E.K. Gear Variator – Scientific Reality. MeTrApp 2015. Springer International Publishing. Switzerland. 2015. PP 169 – 176.