

УДК 621.839.86

DOI: 10.18698/0536-1044-2016-1-65-70

Механические автовариаторы в приводах транспортных машин

П.Д. Балакин, И.П. Згонник

Омский государственный технический университет, 644050, Омск, Российская Федерация, Проспект мира ул., д. 11

Mechanical Variators in the Drives of Transportation Vehicle

P.D. Balakin, I.P. Zgonnik

Omsk State Technical University, 644050, Omsk, Russian Federation, Prospekt Mira, Bldg. 11

@ e-mail: tmm@omgtu.ru

i Полное использование располагаемой мощности и сохранение стационарного режима работы энергетической установки (двигателя внутреннего сгорания) транспортных машин в условиях переменного внешнего нагружения, являются актуальными задачами. В Омском государственном техническом университете разработаны оригинальные схемные решения механических приводов, связывающих двигатель с исполнительным органом машины. Приводы созданы по схемам механических автовариаторов с автоизменяемой передаточной функцией и неголономной связью основных звеньев. Предлагаемые схемные решения содержат цепь управления передаточной функцией скорости, которая работает по законам механики, создавая дополнительное к основному движению звеньев, используемое для автоуправления кинематической характеристикой автовариатора. Разработана общая математическая модель движения механического автовариатора, передаточная функция которого зависит от уровня передаваемого силового потока. Приведены результаты исследований, выполненных на базе пакета прикладных программ Excel. Автовариатор гармонизирует компоненты трансформируемой мощности и обеспечивает стационарный режим работы двигателя транспортной машины в условиях переменного внешнего нагружения.

Ключевые слова: математическая модель, автовариатор, цепь управления, гармонизация компонентов трансформируемой мощности, переменное внешнее нагружение.

i The full use of available power and the preservation of the steady operating mode of the transportation vehicle power unit (internal combustion engine) under variable external loading is a very current problem. Researchers at Omsk State Technical University have developed original schemes of mechanical drives connecting the engine with the vehicle actuator. The drives are based on the schemes of mechanical variators with auto-changeable transmission function and non-holonomic connections between the main components. The proposed solutions contain a control circuit of the speed transmission function that follows the laws of mechanics and creates movement additional to the basic movement of the components. This movement is used to automatically control the kinematic characteristic of the variator. The authors have developed a general mathematical model of the movement of the mechanical variator whose transfer function depends of the transferred power level. The results of the calculations performed using the Excel software package are given. The variator harmonizes the components of the transformed power and ensures the steady operation of the vehicle engine under variable external loading.

Keywords: mathematical model, variator, control circuit, harmonization of transformed power components, variable external loading.

Мировые автомобильные концерны давно и успешно серийно выпускают и непрерывно совершенствуют автоматические трансмиссии транспортных машин, которые помимо улучшения потребительских качеств последних, упрощения управления ими в условиях многорежимной эксплуатации, характерной для этого класса машин, обеспечивают близкие к оптимальным силовой и мощностный режимы работы энергетической установки (двигателя внутреннего сгорания). В целом же автоматическая трансмиссия способствует увеличению ресурса и надежности транспортных машин.

Автоматические трансмиссии, как правило, содержат гидротрансформатор и коробку передач (КП), в основном планетарного типа. Для сглаживания гидротрансформатором перепадов в передаточной функции при переключениях разработчики увеличивают количество ступеней, применяют компьютерные технологии, повышающие точность работы и быстродействие агрегатов блокировки и переключения, в электронный мозг закладывают дополнительные алгоритмы — спортивный, зимний и другие режимы. Однако даже самые совершенные гидромеханические КП имеют недостатки: они достаточно сложны и дороги, к тому же требуют немалой доли мощности, вырабатываемой энергетической установкой.

Автомобильные концерны ведут непрерывный поиск вариантов трансмиссий, альтернативных гидравлическим и электронным. В опытных образцах отрабатываются схемы с несколькими многодисковыми узлами трения, выполняющими функции сцепления, но в последнее время особое внимание уделяется разработке механических вариаторов.

Длительное время не удается создать конструкцию перспективного по уровню передаваемого силового потока и диапазону изменения передаточной функции клиноременного вариатора с раздвижными шкивами из-за невозможности обеспечить ресурс работы клинового ремня, сопоставимый с ресурсом основных узлов и агрегатов трансмиссии. Поэтому клиноременный вариатор с синтетическим или композитным ремнем реализован только в серийных образцах мотороллеров, снегоходов, мини-автомобилей для межквартальных поездок и другой маломощной техники.

Постоянное внимание к бесступенчатой механике было реализовано на уровне серийных образцов клиноременных вариаторов, в кото-

рых стали применять составной клиновой ремень, содержащий трапецевидные стальные элементы, соединенные в цепь посредством многослойной стальной ленты по типу изобретения 50-х годов XX века голландца Ван Дорна.

Компания «Ниссан» довела до серийного производства торový вариатор с уровнем нормальных сил активных контактов, достигающим 10 т, поэтому активные поверхности изготовлены из высокопрочной стали со специальной трансмиссионной смазкой. Для перекрытия диапазона изменения передаточных функций в трансмиссии планируется использовать два последовательно расположенных вариатора, способных передавать крутящий момент до 300 Н·м.

Реализованные промышленностью вариаторные трансмиссии имеют электронное управление, а в их исполнительных механизмах вследствие высокого уровня нормальных сил применяются гидравлические компоненты (насосы высокого давления, соответствующие магистрали, регуляторы, переключатели, гидромоторы), и это, несмотря на упрощение по сравнению с традиционной гидромеханикой, предполагает использование в одном агрегате разнородных сред, что является проблемой.

Развитие механических вариаторных и особенно автовариаторных приводов сдерживается отсутствием моделей динамического поведения приведенных масс по разные стороны от двухподвижной неголономной связи основных звеньев.

На кафедре «Машиноведение» Омского государственного технического университета научно обоснован и получил прикладное развитие принцип конструирования механических систем наделением их на стадии проектирования свойством адаптации к первичным, силовым, температурным ошибкам и к режиму эксплуатации [1–3].

Особое место среди адаптивных систем занимают механические передачи с автоматически изменяемой передаточной функцией — **механические автовариаторы**, к которым относятся и технические решения [4–11]. Они, как правило, содержат скрытую цепь управления передаточной функцией скорости Π^0 , которая построена исключительно на механических элементах и не является изолированной, поскольку многие элементы выполняют функции основных или промежуточных звеньев механического преобразователя и дополнительно яв-

ляются аналогами типовых звеньев систем автоматического регулирования.

Механические автовариаторы, созданные на базе неголономной связи основных звеньев, конструктивно и технологически реализуемы в условиях современных машиностроительных производств и конкурентоспособны по многим критериям (простота конструкции, надежность, высокие механический КПД и удельная мощность, простота технического обслуживания).

Автоизменение передаточной функции Π^ω происходит вследствие изменения кинематических размеров основных звеньев. Причем, как правило, дополнительное к основному движение звеньев задает звено, упругая деформация которого зависит от уровня трансформируемого автовариатором силового потока. Эта деформация воспринимается встроенной цепью управления и преобразуется ей, в итоге возникает новая конфигурация звеньев преобразователя с необходимым значением передаточной функции и адекватными натягами во фрикционных контактах активных поверхностей. При этом неустраняемое упругое скольжение во фрикционных контактах мало влияет на значение передаточной функции.

Технические решения [4–11] отличаются разнообразием схем цепей управления автовариатором в зависимости от момента сопротивления, т. е. передаточной функции $\Pi^\omega = \Pi^\omega(M_2)$. Эта зависимость может быть представлена различными математическими функциями, поэтому задача синтеза цепи управления является сложной, особенно если в ее составе используются нелинейные элементы.

Для транспортных машин основной и актуальной задачей является полное использование располагаемой мощности и сохранение стационарного режима работы двигателя внутреннего сгорания в условиях переменного внешнего нагружения. Обозначим: M_1, M_2 и ω_1, ω_2 — силовые моменты и угловые скорости соответственно на валу двигателя 1 и исполнительного органа машины (ведущего колеса) 2. С учетом η — механического КПД привода — имеем следующее вариационное соотношение:

$$M_1\omega_1\eta = M_2\omega_2, \tag{1}$$

откуда

$$\omega_2 = \frac{M_1\omega_1\eta}{M_2}. \tag{2}$$

Приняв $M_1 = \text{const}$, $\omega_1 = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$ (в первом приближении) получим гиперболи-

ческую связь ω_2 с переменным моментом M_2 . При этом передаточная функция преобразователя движения

$$\Pi^\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

окажется линейной относительно M_2 , т. е. сохраняя условия поставленной задачи, кратное изменение M_2 потребует соответствующего изменения Π^ω . Это следует учитывать при анализе динамической модели механического автовариатора.

Составим динамическую модель автовариатора, положив в ее основу дифференциальное уравнение связи производных от координат основных звеньев. Обозначим: r и ρ — кинематические размеры основных звеньев и получим:

$$r\dot{\phi}_1 = \rho\dot{\phi}_2. \tag{3}$$

Несмотря на формальное разделение переменных, уравнение (3) не интегрируется по причине неопределенной по времени переменной ρ . Если пренебречь неопределенностью передаточной функции ротативной системы $\Pi^\omega = U_{1,2} = \dot{\phi}_1 / \dot{\phi}_2$, то первое приближение движения системы по Лагранжу для координаты ϕ_1 в известных обозначениях имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = M_1^{\text{пр}}, \tag{4}$$

где T — кинетическая энергия ротативной системы; $M_1^{\text{пр}}$ — приведенный к валу 1 момент внешних сил, определенный в соответствии с принципом возможных перемещений:

$$M_1^{\text{пр}}\dot{\phi}_1 = M_1\dot{\phi}_1 + M_2\dot{\phi}_2$$

или

$$M_1^{\text{пр}} = M_1 + M_2U_{2,1},$$

где $U_{2,1} = \dot{\phi}_2 / \dot{\phi}_1$.

Кинетическая энергия ротативной системы общего вида

$$T = \frac{1}{2} \left(J_1\dot{\phi}_1^2 + J_2U_{2,1}^2\dot{\phi}_1^2 \right), \tag{5}$$

где J_1 и J_2 — момент инерции на валу 1 и 2.

Подставив (5) в выражение (4) с учетом отношения $\partial T / \partial \phi_1 = 0$, получим:

$$\frac{d}{dt} \left(J_1\dot{\phi}_1 + J_2U_{2,1}^2\dot{\phi}_1 \right) = J_1\ddot{\phi}_1 + 2J_2U_{2,1}\dot{U}_{2,1}\dot{\phi}_1 + J_2U_{2,1}^2\ddot{\phi}_1.$$

После упрощений и перегруппировки имеем:

$$(J_1 + J_2 U_{2,1}^2) \ddot{\phi}_1 + 2J_2 U_{2,1} \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 = M_1 + U_{2,1} M_2. \quad (6)$$

В выражении (6) приведение сил и масс проведено в первом приближении через неголономную связь, что в общем случае некорректно. Корректный учет взаимного влияния ветвей цепи по разные стороны от неголономной связи дает модель, построенная на основе уравнений Рауса-Феррера или Аппеля, использующих функцию Гиббса — энергию ускорений

$$S = \sum_{i=1}^n \frac{J_i \dot{\phi}_i^2}{2}. \quad (7)$$

Специфическая частная производная от функции Гиббса

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{\phi}_i} = M_i,$$

где M_i — приведенный к обобщенной координате силовой параметр внешних сил.

Энергия ускорений для двухвального вариатора, имеющего два звена приведения, связанных с валами 1 и 2, имеет вид

$$S = \frac{J_1 \dot{\phi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\phi}_2^2}{2}. \quad (8)$$

Примем за независимую координату ϕ_1 и продифференцируем функцию Гиббса по $\dot{\phi}_1$:

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{\phi}_1} = M_1 + M_2 U_{2,1},$$

или

$$\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}_1} (J_1 \dot{\phi}_1^2 + J_2 \dot{\phi}_2^2) = M_1 + M_2 U_{2,1}. \quad (9)$$

Подставим в выражение (9) $\dot{\phi}_2$ из уравнения неголономной связи

$$\dot{\phi}_2 = \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 + U_{2,1} \dot{\phi}_1, \quad (10)$$

полученного дифференцированием связи угловых координат основных звеньев

$$U_{2,1} \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 = 0.$$

Первое слагаемое — произведение двух функций, зависящих от времени,

$$\dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 + U_{2,1} \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 = 0.$$

После преобразований выражение (9) примет вид

$$\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}_1} [J_1 \dot{\phi}_1^2 + J_2 \dot{U}_{2,1}^2 \dot{\phi}_1^2 + 2J_2 \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 U_{2,1} \dot{\phi}_1 + J_2 U_{2,1}^2 \dot{\phi}_1^2] = M_1 + M_2 U_{2,1}.$$

Возьмем частную производную по $\dot{\phi}_1$ от выражения в квадратных скобках

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_1 2\dot{\phi}_1 + \frac{1}{2} 2J_2 \dot{U}_{2,1}^2 \dot{\phi}_1 U_{2,1} + \frac{1}{2} 2J_2 U_{2,1} \dot{\phi}_1 = \\ = M_1 + M_2 U_{2,1} \end{aligned}$$

и получим уравнение движения входного вала 1:

$$(J_1 + J_2 U_{2,1}^2) \dot{\phi}_1 + J_2 U_{2,1} \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 = M_1 + M_2 U_{2,1}. \quad (11)$$

Если принять за независимую координату ϕ_2 и продифференцировать функцию Гиббса по $\dot{\phi}_2$, то после замены $\dot{\phi}_1$ на $\dot{\phi}_2$ из уравнения неголономной связи и аналогичных преобразований получим уравнение движения выходного вала 2:

$$(J_2 + J_1 U_{1,2}^2) \dot{\phi}_2 + J_1 U_{1,2} \dot{U}_{1,2} \dot{\phi}_2 = M_1 U_{1,2} + M_2. \quad (12)$$

С учетом технического задания на проектирование автовариатора для транспортных машин ($M_1^{\text{пр}} = \text{const}$ и $\dot{\phi}_1 = \omega_1 = \text{const}$) по координате ϕ_1 имеем $\dot{\phi}_1 = 0$. Тогда выражение (11) приобретает вид

$$J_2 U_{2,1} \dot{U}_{2,1} \dot{\phi}_1 = M_1 + M_2 U_{2,1},$$

откуда

$$\dot{U}_{2,1} = \frac{M_1 / U_{2,1} + M_2}{J_2 \dot{\phi}_1}. \quad (13)$$

Поскольку производная от передаточной функции $\dot{U}_{2,1}$ линейна относительно M_2 , ее можно представить как $\dot{U}_{2,1} = k M_2$, и в выражении (13) единственной переменной остается M_2 . Если известен закон изменения M_2 во времени, то выражение (13) интегрируется, тем самым задача о движении вариатора трансмиссии транспортных машин становится разрешимой в квадратурах.

Закономерность изменения $U_{2,1} = U_{2,1}(M_2)$ является исходной для проектирования цепи управления автовариатором. В числителе выражения (13) знак «+» означает алгебраическое сложение разнонаправленных моментов M_1 и M_2 , и при обращении числителя в ноль, что соответствует окончанию переходного процесса, значение передаточной функции $U_{2,1} = \text{const}$.

Исследование модели показало, что на ее поведение оказывает влияние не только передаточная функция, но и скорость ее изменения. Причем это влияние носит демпфирующий характер для трансмиссии, т. е. чем резче изменяется передаточная функция, тем менее «послушно» будет изменяться скорость движения системы.

Поскольку в выражении (13) числитель представляет собой разность силовой характеристики до и после неголономной связи, т. е. эта разность является избыточным моментом, который при $M_1 = \text{const}$ полностью определяется $M_2(t)$,

$$M_1/U_{2,1} + M_2(t) = M_{\text{изб}}(t). \quad (14)$$

Избыточный момент можно представить известной интегрируемой функцией времени. Тогда $\dot{U}_{2,1}$ по выражению (13) будет иметь конечное аналитическое определение.

Рассмотрим различные варианты законов, по которым изменяется избыточный момент $M_{\text{изб}}(t)$ и соответствующие им аналитические выражения изменения $U_{2,1}$.

• $M_{\text{изб}}(t) = \text{const}$ на конечном временном интервале $t_0 - t_1$. Тогда

$$\frac{dU_{2,1}}{dt} = \frac{M_{\text{изб}}(t)}{J_2 \dot{\phi}_1},$$

или

$$dU_{2,1} = \frac{1}{J_2 \dot{\phi}_1} M_{\text{изб}}(t) dt.$$

Откуда

$$U_{2,1} = \frac{1}{J_2 \dot{\phi}_1} \int_{t_0}^{t_1} M_{\text{изб}}(t) dt = \frac{M_{\text{изб}}(t)}{J_2 \dot{\phi}_1} (t_1 - t_0). \quad (15)$$

При $t_0 = 0$

$$U_{2,1} = \frac{M_{\text{изб}}(t)t}{J_2 \dot{\phi}_1},$$

что означает линейное изменение $U_{2,1}$ от времени при постоянном $M_{\text{изб}}(t)$, причем скорость изменения $U_{2,1}$ существенно зависит от момента инерции J_2 .

• $M_{\text{изб}}(t) = kt$ ($k = \text{const}$). Тогда

$$dU_{2,1} = \frac{1}{J_2 \dot{\phi}_1} kt dt.$$

При $t_0 = 0$

$$U_{2,1} = \frac{k}{J_2 \dot{\phi}_1} \frac{t^2}{2}, \quad (16)$$

т. е. изменение $U_{2,1}$ при линейном изменении $M_{\text{изб}}(t)$ будет зависеть от времени во второй степени, а также от скорости изменения $M_{\text{изб}}(t)$, определяемого значением k .

• $M_{\text{изб}}(t)$, представляющий собой полином любой степени или тригонометрическую функцию, является самым общим вариантом, тем не менее в условиях поставленной задачи и для него можно получить аналитическое выражение $U_{2,1}$.

Проведено исследование механического автовариатора, математически моделированное на базе программы Excel, с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = 10$ 1/с и номинальным моментом инерции на входном валу $J_1 = 0,5$ кг·м². Получены зависимости передаточного отношения $U_{2,1}(t)$ от инерционного момента на выходном валу (для принятых значений $J_2 = 1, 2, 3, 4$ кг·м²) при изменении избыточного силового момента по линейному $M_{\text{изб}} = kt$ и гармоническому $M_{\text{изб}} = M_0 + 1 \cdot \sin(\omega t)$ законам.

Анализ результатов исследований показал, что увеличение момента инерции J_2 уменьшает скорость изменения передаточного отношения, а рост крутизны k линейной характеристики $M_{\text{изб}}(t) = kt$ повышает скорость изменения $U_{2,1}$, что в целом свидетельствует о правильности физического представления и математического моделирования процесса функционирования механического автовариатора.

Литература

- [1] Балакин П.Д., Згонник И.П. Геометро-кинематические и силовые соотношения в механическом плоскоремном автовариаторе. *Омский научный вестник*, 2009, № 2(80), с. 79–82.
- [2] Балакин П.Д., Згонник И.П. Алгоритм расчета жесткости упругого элемента, входящего в состав цепи управления механического автовариатора. *Омский научный вестник*, 2010, № 2(90), с. 15–18.
- [3] Балакин П.Д., Згонник И.П. Исследование динамики адаптивного автовариатора. *Омский научный вестник*, 2011, № 2(100), с. 69–73.
- [4] Балакин П.Д., Биенко В.В. *Шкив*. Пат. № 2127841 Российская Федерация, кл. 6F 16H 9/00. Бюл. № 8, 1999.
- [5] Балакин П.Д., Дюндик Е.А., Дюндик О.С. *Автоматический торовый вариатор*. Пат. 113323 Российская Федерация, кл. 6F16H 15/38. Бюл. № 4, 2012.
- [6] Балакин П.Д., Дюндик Е.А., Дюндик О.С. *Автоматический торовый вариатор*. Пат. RU № 139930. МПК F16H 15/38. № 12. 2014.

- [7] Балакин П.Д., Згонник И.П. *Шкив*. Пат. № 73426 Российская Федерация, кл. F16H 55/52. Бюл. № 14. 2008.
- [8] Балакин П.Д., Згонник И.П. *Шкив*. Пат. № 73425 Российская Федерация, кл. F16H 55/52. Бюл. № 14. 2008.
- [9] Балакин П.Д., Биенко В.В., Жуков А.В. *Шкив*. Пат. № 2224936 Российская Федерация, кл. 7F16 55/52. Бюл. № 6. 2004.
- [10] Балакин П.Д., Михайлик О.С., Филиппов Ю.О. *Автоматический фрикционный вариатор*. Свидетельство на полезную модель № 27335 кл. 7F16 H 15150. Бюл. № 2. 2003.
- [11] Балакин П.Д. *Автоматический фрикционный вариатор*. Пат. № 2242652 Российская Федерация, кл. F16H 15/26. Бюл. № 35. 2004.

References

- [1] Balakin P.D., Zgonnik I.P. Geometro-kinematicheskie i silovye sootnosheniia v mekhanicheskom ploskoremennom avtovariatore [The geometrical-kinematic and power correlation in a mechanical flat-belt drive autovariator]. *Omskii nauchnyi vestnik* [Omsk Scientific Bulletin]. 2009, no. 2(80), pp. 79–82.
- [2] Balakin P.D., Zgonnik I.P. Algoritm rascheta zhestkosti uprugogo elementa, vkhodiashchego v sostav tsepi upravleniia mekhanicheskogo avtovariatora [Algorithm for calculating the rigidity of the elastic element, which is part of the control circuit mechanical avtovariatora]. *Omskii nauchnyi vestnik* [Omsk Scientific Bulletin]. 2010, no. 2(90), pp. 15–19.
- [3] Balakin P.D., Zgonnik I.P. Issledovanie dinamiki adaptivnogo avtovariatora [Analysis of dynamics of adaptive avtovariator]. *Omskii nauchnyi vestnik* [Omsk Scientific Bulletin]. 2011, no. 2(100), pp. 69–73.
- [4] Balakin P.D., Bienko V.V. *Shkiv* [Pulley]. Patent RF no. 2127841, 1999.
- [5] Balakin P.D., Diundik E.A., Diundik O.S. *Avtomaticheskii torovyi variator* [Automatic CVT torus]. Patent RF no. 113323, 2014.
- [6] Balakin P.D., Diundik E.A., Diundik O.S. *Avtomaticheskii torovyi variator* [Automatic CVT torus]. Patent RF no. 139930, 2012.
- [7] Balakin P.D., Zgonnik I.P. *Shkiv* [Pulley]. Patent RF no. 73426, 2008.
- [8] Balakin P.D., Zgonnik I.P. *Shkiv* [Pulley]. Patent RF no. 73425, 2008.
- [9] Balakin P.D., Bienko V.V., Zhukov A.V. *Shkiv* [Pulley]. Patent RF no. 2224936, 2004.
- [10] Balakin P.D., Mikhailik O.S., Filippov Iu.O. *Avtomaticheskii friktsionnyi variator* [Automatic friction variator]. Certificate for a utility model no. 27335, 2003.
- [11] Balakin P.D. *Avtomaticheskii friktsionnyi variator* [Automatic friction variator]. Patent RF no. 2242652, 2004.

Статья поступила в редакцию 30.10.2015

Информация об авторах

БАЛАКИН Павел Дмитриевич (Омск) — доктор технических наук, профессор кафедры «Машиноведение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект мира ул., д. 11, e-mail: tmm@omgtu.ru).

ЗГОННИК Ирина Павловна (Омск) — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Машиноведение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект мира ул., д. 11, e-mail: tmm@omgtu.ru).

Information about the authors

BALAKIN Pavel Dmitrievich (Omsk) — Doctor of Science, Professor, Department of Mechanical Engineering. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Prospekt Mira, Bldg. 11, e-mail: tmm@omgtu.ru).

ZGONNIK Irina Pavlovna (Omsk) — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Department of Mechanical Engineering. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Prospekt Mira, Bldg. 11, e-mail: tmm@omgtu.ru).