

СИЛОВЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЦЕПИ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО АВТОВАРИАТОРА

П. Д. Балакин, Л. О. Штриплинг

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

На основе принципа конструирования механических систем наделением систем свойством адаптации к реальным параметрам и режиму эксплуатации предлагается механическая система, способная к автоуправлению компонентами трансформируемой мощности, что позволяет обеспечить стационарный режим работы двигателя машины в условиях переменного внешнего нагружения.

Это достигается за счет встроенной в привод цепи управления, которая реализует дополнительную степень свободы и функционирует на основе законов механики, за счет энергии основного силового потока, автоизменяя кинематические характеристики привода, такая система названа автовариатором. Найденные силовые и энергетические соотношения позволяют выполнить необходимые конструкторские расчеты звеньев и связей механического автовариатора клиноременной схемы.

Ключевые слова: механическая система, автовариатор, цепь управления, адаптирующее движение, компоненты мощности, энергетический баланс.

Введение

Реализация принципа конструирования механических систем путем наделения систем на стадии конструирования свойством адаптации к реальным параметрам механических систем и режиму эксплуатации, позволяет создавать, например, механические приводы машин с автоуправлением компонентами трансформируемой мощности [1].

В традиционных системах [2, 3] в условиях переменного внешнего нагружения эту функцию выполняют оператор или система автоматического регулирования (САР), построенная на элементах автоматики и имеющая автономный источник энергии. В машинах, оснащенных САР, на одном объекте функционируют узлы и агрегаты, действие которых основано на использовании физически разнородных сред или полей, что всегда проблемно, усложняет систему и снижает ее надежность.

В строении предлагаемых систем имеется внутренняя адаптирующая связь, реализующая дополнительную к основному движению звеньев степень свободы. Дополнительное движение звеньев и используется для регулирования характеристик системы, в том числе для целевого автоизменения ее передаточной функции скорости.

Действие адаптирующей связи предполагает использование исключительно законов механики, а энергетически адаптирующее движение производится за счет переменной составляющей силовой характеристики основного силового потока. Дополнительное движение реализуется с помощью встроенной в привод механической цепи управления, воспринимающей силовой поток, сравнивающей его с номинальным значением и направляющей образующую разность на автоизменение кинематических характеристик механической системы.

Принцип конструирования механических систем с адаптивными свойствами получил теоретическое обоснование, содержащееся в многочисленных

публикациях научно-педагогических сотрудников кафедры «Машиноведение» Омского государственного технического университета, например, [1, 4 и др.], тем не менее решения прикладных задач по созданию адаптивных систем конкретного применения актуальны, поскольку даже на этапе схемного проектирования таких систем необходимо знание уровней силового нагружения звеньев и связей как основной цепи, так и адаптирующей цепи управления механической системы.

В качестве объекта избран механический привод, построенный на базе фрикционного клиноременного вариатора с автоизменяемой передаточной функцией скорости.

Постановка задачи

Уточним строение и функционирование механической системы, в основу которой положено техническое решение [5]. На рис. 1 показан узел ведомого звена автовариатора.

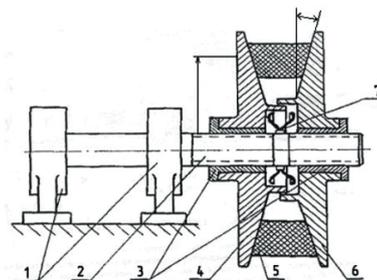


Рис. 1. Клиноременный вариатор с управлением от винтового блока [5]:

- 1 — опора ведомого вала; 2 — винтовая поверхность с правой и левой резьбами; 3 — гайки (левая и правая); 4 и 6 — полушары; 5 — ремень; 7 — пружины
- Fig. 1. V-belt driven variator from the screw block [5]:
1 — support of the driven shaft; 2 — screw surface with right and left threads; 3 — nuts (left and right); 4 and 6 — hemispheres; 5 — the belt; 7 — springs

Автовариатор работает следующим образом. При увеличении момента сопротивления на ведомом валу полушкивы 4 и 6 и, следовательно, гайки 3 получают относительно ведомого вала угловое движение, которое из-за разнонаправленной резьбы в зонах винтового соединения вызывает осевое сближение полушкивов и выдавливание ремня 5 на периферию активных поверхностей полушкивов, тем самым кинематический размер ведомого звена увеличивается.

Осевое сближение полушкивов производит деформацию упругого элемента 7, сила упругости которого используется для обратной эволюции узла ведомого звена при уменьшении внешнего нагружения ведомого вала.

Ведущее звено может быть также построено с использованием аналогичных конструктивных элементов, но в первом приближении примем, что ведущее звено имеет неизменный кинематический размер, при этом натяжение ремня при эволюциях обеспечивает авторегулятор натяжения ремня, например, по [6].

Промежуточное звено может быть исполнено как клиновым синтетическим или резинокордным ремнем, так и гибким металлическим звеном сплошного или звенчатого строения.

Цепь управления является встроенной в основную схему, в ее состав входят полушкивы, элементы винтового соединения, упругие элементы. Дополнительно к основному адаптирующее движение происходит за счет энергии трансформируемого основного силового потока, формируемого исполнительным органом машины.

Поставим и решим задачу определения силовых и энергетических соотношений в звеньях и связях выбранного автовариатора в зависимости от переменной характеристики внешнего силового нагружения, что необходимо для оценки параметров его полезной эволюции и для конструкторского расчета элементов привода.

Теория

Автоматическое управление компонентами трансформируемой мощности позволяет обеспечить стационарный экономичный режим работы энергетической установки (двигателя) в условиях переменного внешнего силового нагружения.

Обозначим M_1, ω_1 и M_2, ω_2 — силовые элементы и скорости валов двигателя и исполнительного органа машины. Без учета потерь вариационное соотношение будет таким:

$$M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2, \quad (1)$$

откуда

$$\omega_2 = \frac{M_1 \omega_1}{M_2}. \quad (2)$$

Если принять по условию задачи $M_1 = const$ и $\omega_1 = const$, то скорость ω_2 выходного звена механической системы при переменном M_2 будет связана с ним гиперболической зависимостью, но передаточная функция Π° автовариатора

$$\Pi^\circ = U_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3)$$

окажется линейной относительно M_2 , т.е. кратное изменение M_2 потребует кратного изменения Π° , что необходимо обеспечить адаптирующей эволю-

цией кинематической характеристики автовариатора.

Обратимся к рис.2, на котором приведена расчетная схема ведомого звена со встроенной цепью управления.

На рис.2 R_2 — изменяемый кинематический размер ведомого звена автовариатора; $M_{изб}$ — переменная часть силового внешнего нагружения от исполнительного органа (ИО); δ — осевое перемещение гаек от осевой силы $P_{ос}$, порождаемой $M_{изб}$; c — жесткость упругих элементов, другие обозначения ясны из рис. 2.

Известное силовое соотношение в винтовом соединении будет таким:

$$P_{ос} = \frac{2M_{изб}}{d_{cp} \operatorname{tg}(\beta + \theta)}, \quad (4)$$

где d_{cp} — средний диаметр винтовой поверхности; $\theta = \operatorname{arctg} f'$, причем $f' = f / \cos \alpha$, где f — коэффициент трения активных поверхностей винтового соединения, а α — угол профиля винтовой поверхности; β — угол профиля винтовой линии.

Предлагается винтовое соединение выполнить шариковинтовым, в котором трение скольжения заменено трением качения, и тем самым трение минимизировано, кроме того, соединение должно быть несамотормозящим, реализующим реверсное движение, поэтому $\beta \gg \theta$ и в проектном расчете значение θ можно опустить.

По рис. 3б следует

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{T}{\pi d_{cp}}, \quad (5)$$

где T — шаг винтовой линии в винтовом соединении.

Подставим (5) в (4), разделив $M_{изб}$ на каждую гайку поровну и получим значения осевой силы $P_{ос}$, действующей на каждый полушкив:

$$P_{ос} = \frac{2 \frac{M_{изб}}{2} \pi d_{cp}}{d_{cp} T} = \frac{\pi M_{изб}}{T}. \quad (6)$$

Работа A осевой силы на каждом участке винтового соединения будет такой: $A = P_{ос} \delta$, а в целом $A = 2P_{ос} \delta$, с учетом (6)

$$A = \frac{2\pi M_{изб} \delta}{T}. \quad (7)$$

Осевая сила $P_{ос}$ на полушкивах формирует радиальную силу P_r (рис.2), выталкивающую ремень на периферию конического шкива при сближении полушкивов:

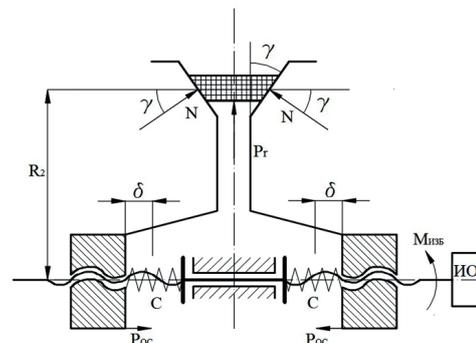


Рис. 2. Расчетная схема ведомого звена со встроенной цепью управления
Fig. 2. The calculated scheme of the driven link with integrated control circuit

$$P_r = 2P_{oc}tg\gamma, \quad (8)$$

где γ — угол активной конической поверхности полушкива (рис. 2), с учетом (6) имеем:

$$P_r = 2 \frac{\pi M_{изб}}{T} tg\gamma. \quad (9)$$

Распределенная по активной конической поверхности полушкивов выталкивающая сила P_r должна обеспечить преодоление сил S_o предварительного натяжения ремня, т.е. $P_r \geq 2S_o$, а с учетом (9)

$$\frac{\pi M_{изб}}{T} tg\gamma \geq S_o. \quad (10)$$

Предварительное натяжение ремня определяет трение ремня в контакте со шкивом, достаточное для передачи как постоянной, так и переменной частотой силового потока, и если совокупное значение трансформируемого момента обозначить M , то

$$S_1 - S_2 = \frac{M}{R_2}, \quad (11)$$

а $S_1 + S_2 = 2S_o$, где S_1 и S_2 — усилия в тянущей и холодной ветвях соответственно.

Соотношения (11) позволяют по значениям M и R_2 определить S_o и поддерживать его значение авторегулятором натяжения [6].

Осевая сила P_{oc} формирует потенциальную силу деформации встроенных упругих элементов, при сближении полушкивов, равном 2δ , силовое соотношение будет таким:

$$P_{oc} \geq 2c\delta. \quad (12)$$

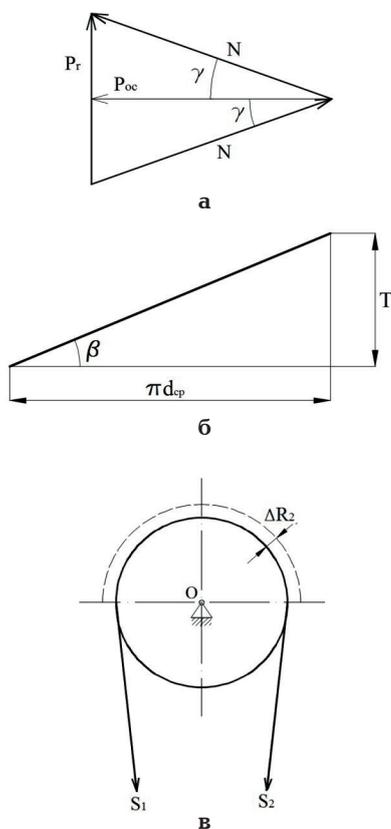


Рис. 3. К расчету силовых и энергетических соотношений в цепи управления
Fig. 3. To the calculation of power and energy compensation in the control circuit

Под действием осевой силы P_{oc} эволюция конструкции ведомого звена сопровождается дополнительными необратимыми потерями на трение, особо значимыми в контакте ремня с полушкивами. Сила трения $F_{тр} = fN$, где f — коэффициент трения материалов ремня и активной поверхности шкива, N — нормальная сила в контакте ремня со шкивом, определяемая как (рис. 3а): $N = P_{oc} / \cos\gamma$ или, с учетом (6), $N = \pi M_{изб} / T \cos\gamma$, следовательно,

$$F_{тр} = \frac{f \pi M_{изб}}{T \cos\gamma}. \quad (13)$$

Работа выталкивающей силы P_r на преодоление сил предварительного натяжения S_o на перемещении $\pi \Delta R_2$, равном при $\Delta R_2 = \delta / tg\gamma$ (рис. 3в),

$$A_r = \pi S_o \frac{\delta}{tg\gamma}. \quad (14)$$

Работа встроенных упругих элементов при сближении полушкивов будет равна:

$$A_{осев}^* = c\delta^2. \quad (15)$$

Работа трения при эволюциях:

$$A_{тр} = F_{тр} \frac{\delta}{\sin\gamma} \quad \text{или} \quad A_{тр}^* = \frac{\pi f M_{изб} \delta}{T \cos\gamma \sin\gamma}. \quad (16)$$

Уравнение энергетического баланса будет таким:

$$\frac{2\pi M_{изб}}{T} = \frac{\pi S_o \delta}{tg\gamma} + c\delta^2 + \frac{\pi f M_{изб} \delta}{T \cos\gamma \sin\gamma}, \quad (17)$$

проведя преобразования, выразим δ при изменении $M_{изб}$ и принятых параметрах цепи управления:

$$\delta = \frac{M_{изб} \left[\frac{2\pi}{T} - \frac{\pi f}{T \cos\gamma \sin\gamma} \right] - \pi S_o}{c \cdot tg\gamma}. \quad (18)$$

В (18) при известных f , T , γ , S_o , меняя дискретно c , получим зависимости δ при переменном значении силового потока, формируемого рабочим процессом в исполнительном органе машины.

Обсуждение результатов

Полученное по (18) значение сближения δ полушкивов в зависимости от $M_{изб}$ и принятых констант легко преобразуется в изменение кинематического размера $\Delta R_2 = \delta / tg\gamma$, которое определяет передаточную функцию скорости автовариатора. Поэтому силовые и энергетические соотношения в цепи управления вполне позволяют решать задачу синтеза схемы автовариатора по заданному диапазону изменения передаточной функции и, как следствие, диапазону автоуправления компонентами трансформируемой мощности.

Очевидно, что диапазон регулирования можно расширить путем встраивания цепи управления и в конструкцию ведущего звена автовариатора.

Очевидно, что потери на трение при эволюциях основных звеньев, особенно при относительных движениях ремня по активным поверхностям полушкивов, следует уточнить учетом необходимости передачи и постоянной составляющей трением силового момента. Во втором приближении при подборе жесткости c упругих элементов общее

сближение полушквивов следует разделить на постоянную и переменную части. Первую определит постоянная компонента силового момента, вторую — переменная.

Силовые и энергетические соотношения являются зависимыми как от кинематической схемы автовариатора в целом, так и от схемы встроенной цепи управления.

Выводы и заключение

1. Получены силовые и энергетические соотношения в цепи управления механического автовариатора, построенного на базе клиноременной схемы с раздвижными полушквивами.

2. Показана принципиальная реализуемость конструкции автовариатора, способного регулировать компоненты трансформируемой мощности, функционирующего исключительно на использовании законов механики за счет энергии основного силового потока в условиях переменного нагружения.

3. Показано, что цепь управления способна обеспечить линейную зависимость передаточной функции скорости автовариатора от переменного внешнего силового нагружения.

4. На основе силовых и энергетических соотношений можно выполнить необходимый объем конструкторских расчетов звеньев и элементов связей автовариатора предлагаемой схемы.

Список источников

1. Балакин П. Д. элементы теории реальных механических систем: моногр. / П. Д. Балакин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с.

2. Заблонский К. И., Шустер А. Е. Плавнорегулируемые передачи. Киев: Техника, 1975. 272 с.

3. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. / под ред. С. Н. Кожевникова. М.: Машиностроение. 1976. 786 с.

4. Балакин П. Д. Механические передачи с адаптивными свойствами: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1996. 144 с.

5. Пат. № 2122670 Российская Федерация. МКИ F 16 H 9/18. Автоматический клиноременный вариатор / Балакин П. Д., Биенко В. В. № 96124725; заявл. 31.12.1996; опубл. 27.11.1998, Бюл. № 33.

6. Пат. № 2122669 Российская Федерация. МКИ F 16 H 7/08. Натяжное устройство для передачи с гибкой связью / Балакин П. Д., Биенко В. В. № 96124798; заявл. 31.12.1996; опубл. 27.11.1998, Бюл. № 33.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

ШТРИПЛИНГ Лев Оттович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Промышленная экология и безопасность».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Штриплинг Л. О. Силовые и энергетические соотношения в цепи управления механического автовариатора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 1. С. 30–34.

Статья поступила в редакцию 03.02.2017 г.

© П. Д. Балакин, Л. О. Штриплинг

FORCE AND POWER RATIOS IN CHAIN OF STEERING OF MECHANICAL AUTOVARIATOR

P. D. Balakin, L. O. Shtripling

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

On the basis of the principle of designing of mechanical systems investment of systems with property of adaptation to actual parameters and the mode of operation offers the mechanical system capable to autosteering of components of the transformed power that allows to provide stationary power setting of the car in the conditions of variable external loading.

It is reached at the expense of the steering chain which is built in a drive gear which realizes additional degree of freedom and functions on the basis of laws of mechanics, due to energy of the main power stream autochanging kinematic characteristics of a drive gear, such system is called an autovariator. The found force and power ratios allow to execute necessary design calculations of links and communications of a mechanical autovariator of the V-belt drive scheme.

Keywords: mechanical system, autovariator, steering chain, the adapting movement, power components, power balance.

References

1. Balakin P. D. Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh system [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. (In Russ.).

2. Zablonskiy K. I., Shuster A. E. Plavnoreguliruyemyye peredachi [Smooth Regulated Transmission]. Kiev: Tekhnika Publ., 1975. 272 p. (In Russ.).

3. Kozhevnikov S. N., Esipenko Ya. I., Raskin Ya. M. Mekhanizmy. Spravochnik / pod red. S. N. Kozhevnikova [Mechanisms. Directory / Ed. S. N. Kozhevnikov]. M.: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 786 p. (In Russ.).

4. Balakin P. D. Mekhanicheskiye peredachi s adaptivnymi svoystvami [Mechanical transmissions with adaptive properties]. Omsk: OmSTU Publ., 1996. 144 p. (In Russ.).

5. Patent 2122670 RF. MKI F 16 N 9/18. Avtomaticheskii klinoremenny variator [Automatic V-belt variator] / Balakin P. D., Biyenko V. V. No. 96124725. (In Russ.).

6. Patent 2122669 RF. MKI F 16 H 7/08. Natyazhnoye ustroystvo dlya peredachi s gibkoy svyaz'yu [Tensioning device for transmission with flexible communication] / Balakin P. D., Biyenko V. V. No. 96124798. (In Russ.).

BALAKIN Pavel Dmitriyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department.

SHTRIPLING Lev Ottovich, Doctor of Technical Sciences, Vice-rector of Educational and Methodical Work, Professor of Industrial Ecology and Safety Department.

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

For citations

Balakin P. D., Shtripling L. O. Force and power ratios in a chain of steering of a mechanical autovariator // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 1. P. 30–34.

Received 03 February 2017.

© P. D. Balakin, L. O. Shtripling