

СООТНОШЕНИЕ УСИЛИЙ В АВТОМАТИЧЕСКИХ КЛИНОРЕМЕННЫХ ВАРИАТОРАХ

Архангельский Георгий Владимирович, д.т.н., профессор, Одесская национальная академия пищевых технологий, 65039, Украина, г. Одесса, ул. Канатная, 112, E-mail: o_dubynets@br.ru

Дубинец А.И., д.т.н., профессор, Международный университет развития человека «Украина», 04053, Украина, г. Киев, ул. Львовская, 23, E-mail: o_dubynets@br.ru

Цель статьи – раскрытие физической сути взаимодействия элементов автоматического клиноременного вариатора с центробежным регулятором и описание математической модели последнего, а также определение, какое должно быть соотношение осевых сил АКВ, чтобы обеспечивалось автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента нагрузки M_n и угловой скорости ведущего шкива, где установлен центробежный регулятор.

Ключевые слова: автоматический клиноременный вариатор (АКВ), центробежный регулятор, голономные и неголономные связи, кулачковый профиль, осевое перемещение, обобщенные координаты, ведущий и ведомый валы.

FORCE RATIO IN THE AUTOMTIC V-BELT VARIATOR

The purpose of this article – disclosure of a physical essence of interaction of elements of an automatic v-belt variator with the centrifugal regulator and the description of mathematical model of this device and also to establish what there has to be a ratio of axial forces of automatic v-belt variator that automatic change of the transfer relation in dependence on the moment of loading of M_n and angular speed of the leading pulley where the centrifugal regulator is installed was provided.

Keywords: the automatic v-belt variator, the centrifugal regulator, holonomic and nonholonomic constraints, the cam profile, axial movement, the generalized coordinates conducting and the conducted shaft.

Автоматические клиноременные вариаторы (АКВ) с центробежным регулятором и регулятором по моменту в силу своих достоинств широко используются в качестве бесступенчатых трансмиссий мотоциклов, мотороллеров, снегоходов и малолитражных автомобилей [1].

АКВ представляют собой систему с неголономной, голономной и центробежной связями. Последняя обусловлена наличием центробежного регулятора. В последнее время появились исследования [2, 3], в которых для описания систем с АКВ используются уравнения Лагранжа II рода, что недопустимо.

Рассмотрим схему АКВ (рис. 1), где обозначено: 1 — ведущий вал; 2, 3 — неподвижный и подвижный диски ведущего шкива; 4 — кулачковый профиль центробежного регулятора; 5 — грузовое звено центробежного регулятора; 6 — опорный диск; 7 — пружина ведущего шкива, создающая усилия P_1 ; 8 — ведомый вал; 9, 10 — неподвижный и подвижный диски ведомого шкива; 11 — наклонная поверхность регулятора по моменту; 12 — ролики; 13 — пальцы регулятора по моменту; 14 — пружина ведомого шкива, создающая усилия P_2 ; 15 — клиновой ремень; 16 — пальцы, передающие вращающий момент на диск 9; y, x — осевые перемещения подвижных дисков ведущего и ведомого шкивов; φ, φ_b — углы поворота ведущего и ведомого валов вариатора; $M_o \cdot M_c$ — движущий момент и момент сил сопротивления; K_o, K_n — осевые усилия, создаваемые центробежным регулятором и регулятором по моменту; P_c — центробежная сила инерции грузовых звеньев; $z = z(y)$ — радиальное перемещение центра тяжести S грузовых звеньев; α — угол наклона кулачкового профиля в точке его контакта с грузовым звеном; β — угол наклона винтовой поверхности регулятора по моменту по отношению к плоскости вращения шкива; r_k — радиус, на котором происходит взаимодействие роликов 12 с наклонной поверхностью регулятора по моменту; 2ν — угол клиновой канавки шкивов; Q_1, Q_2 — распорные усилия, создаваемые ремнем.

Между ведущим и ведомым шкивами АКВ имеет место неголономная линейная связь

$$\dot{\varphi} = u \cdot \dot{\varphi}_{ш},$$

где $\varphi_{ш}$ — угол поворота ведомого шкива; $u = d_2/d_1$ — передаточное отношение вариатора; d_1, d_2 — диаметры расположения нейтральной линии ремня на шкивах.

$$d_1 = d_{1n} + y \operatorname{ctg} \nu; \quad d_2 = d_{2к} - x \operatorname{ctg} \nu, \quad (1)$$

где $d_{1n} = d_{1 \min}$; $d_{2к} = d_{2 \max}$.

Используя выражения, определяющие длину L ремня, и выражение (1), получаем уравнение связи между x и y [1], т.е. уравнение голономной связи

$$x = \left[\alpha_{2н} - \sqrt{\alpha_{2н}^2 - \frac{4\pi y}{A} \cdot \text{ctg } v} \right] \cdot A \text{tg } v - y, \quad (2)$$

где α_2 — угол обхвата ремнем ведомого шкива ремнем; $d_{2н} = d_{2 \max}$.

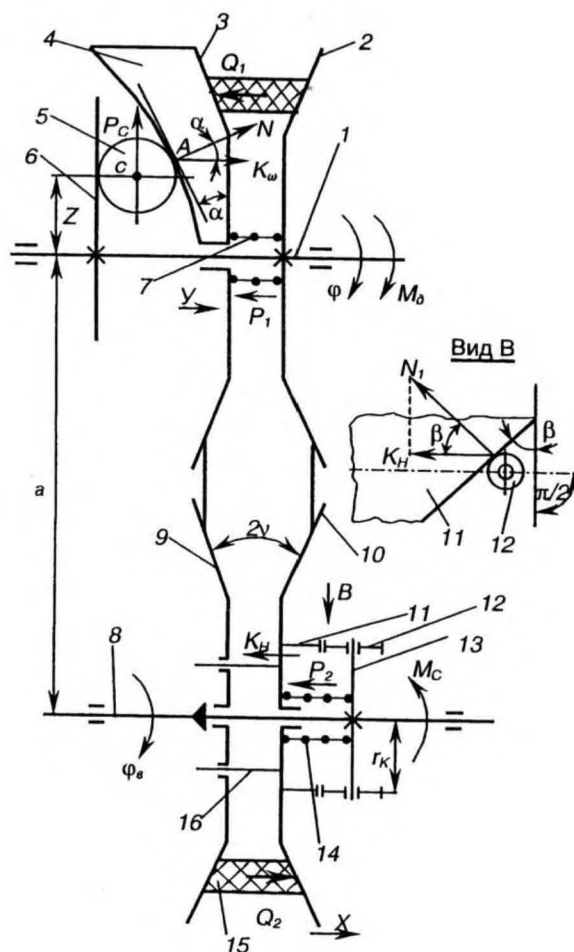


Рис. 1

Нетрудно показать [1], что

$$\frac{dx}{dy} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = a, \quad (3)$$

где α_1 — угол обхвата ремнем ведущего шкива.

Положение звеньев АКВ определяется двумя обобщенными координатами: во вращательном движении шкивов и поступательном движении подвижных дисков шкивов. В последнем случае примем координату y . Имея выражение (2), нетрудно получить зависимость $u = u(y)$.

Математическое описание модели АКВ можно выполнить, учитывая наличие неголономной связи на основе уравнений Аппеля. Однако для большей наглядности и раскрытия физической сути взаимодействия элементов АКВ целесообразно воспользоваться фундаментальным принципом механики — принципом возможных перемещений [4]. Распорные усилия, создаваемые ремнем Q_1, Q_2 , не удовлетворяют условию идеальности связей и поэтому их следует учитывать. Зависимости для их определения даны в работе [5]. Для подвижных дисков ведущего и ведомого шкивов можно записать

$$m_1 \ddot{y} = K_{\omega} - P_1 - Q_1 \mp F_1; \quad m_2 \ddot{x} = -(K_n + P_2) + Q_2 \mp F_2, \quad (4)$$

где m_1, m_2 — массы подвижных дисков шкивов; F_1, F_2 — силы трения в направляющих подвижных дисков.

На основе принципа возможных перемещений можно записать

$$(m_1 \ddot{y} - K_{\omega} + P_1 + Q_1 \pm F_1) \delta x + (m_2 \ddot{x} + K_n + P_2 - Q_2 \pm F_2) \delta y = 0. \quad (5)$$

Силы инерции $m_1 \ddot{y}$ и $m_2 \ddot{x}$ малы в силу малости $m_1, m_2, \ddot{y}, \ddot{x}$ и ими можно пренебречь по сравнению с другими членами. Силы трения F_1, F_2 меняют свое направление в зависимости от того, как идет

регулирование на повышение или понижение угловой скорости ведомого шкива и получается, что центробежный регулятор должен иметь два профиля, чего обеспечить невозможно. Поэтому силы трения учитывать не будем. На основе соотношения (3) можно записать $\delta x = a\delta y$, и тогда из уравнения (5) получим

$$K_{\omega} - P_1 - Q_1 = (K_n + P_2 - Q_2) \cdot a. \quad (6)$$

Уравнение (6) показывает, какое должно быть соотношение осевых сил АКВ, чтобы обеспечивалось автоматическое изменение передаточного отношения в зависимости от момента нагрузки M_n и угловой скорости ведущего шкива, где установлен центробежный регулятор. При

$$K_{\omega} > (K_n + P_2 - Q_2) \cdot a + P_1 + Q_1. \quad (7)$$

диски на ведущем шкиве будут сближаться, и усилие K_{ω} выполняет роль движущей силы. На основе метода определения обобщенных реакций отброшенных связей [4], усилие K_{ω} будет в общем виде определяться

$$K_{\omega} = m\dot{\phi}^2 z z', \quad (8)$$

где m — общая масса грузовых звеньев регулятора; $\dot{\phi}$ — угловая скорость ведущего шкива; $z' = \frac{\partial z}{\partial y}$.

Нетрудно заметить, что $z = z(y)$ определяет профиль кулачка центробежного регулятора. В общем случае угол β наклона винтового паза регулятора по моменту может быть переменным. Изменение усилия K_n вызывает осевое перемещение x подвижного диска ведомого шкива и его поворот относительно ведомого вала на угол ψ , который будет определяться

$$d\psi = \frac{dx}{r_k} \cdot \text{ctg} \beta. \quad (9)$$

При разгоне ведомого вала угол ϕ_e его поворота представится $\phi_e = \phi_m + \psi$.
Осевое усилие K_n определяется так

$$K_n = \frac{M_n}{r_k} \cdot \text{ctg} \beta, \quad (10)$$

а момент M_n нагрузки будет равен

$$M_n = M_c + J_c \cdot \ddot{\phi}_e,$$

где J_c — момент инерции ведомой вариатором системы, связанной с ведомым валом.

Так как $dx = a dy$, то будем иметь

$$d\psi = b \cdot dy, \quad (11)$$

где

$$b = \frac{a}{r_k} \cdot \text{ctg} \beta. \quad (12)$$

Тогда

$$\ddot{\phi}_e = \ddot{\phi}_m + b\ddot{y} + \dot{y}^2 b',$$

где $b' = \frac{\partial b}{\partial y}$.

Если воспользоваться приведенными выше выражениями, уравнение (6) сведётся к виду дифференциального уравнения, описывающего движение системы подвижных дисков АКВ

$$J_c b \ddot{\phi}_m + J_c b^2 \ddot{y} + J_c b b' \dot{y}^2 - m \dot{\phi}_m^2 u^2 z z' + P_1(y) + P_2(y) a = -M_c b + Q_2 a - Q_1, \quad (13)$$

здесь $P_2 = P_2(x) = P_2(y)$.

Используя выражение (8), на основе уравнения (6) можно получить

$$z z' = \frac{(K_n + P_2 - Q_2) \cdot a + P_1 + Q_1}{m \dot{\phi}^2} \quad (14)$$

- уравнение, позволяющее синтезировать $z = z(y)$ кулачковый профиль центробежного регулятора. При синтезе принимают $M_n = M_{\partial} \cdot u$; $\dot{\phi} = \text{const}$, а массой m задаются. Нетрудно заметить, что все члены правой части легко выразить через y .

Принимая в качестве второй обобщенной координаты угол ϕ_m и учитывая принцип Герца-Гельдера, согласно которому $\delta y = u \cdot \delta \phi_m$, на основе принципа возможных перемещений нетрудно получить дифференциальное уравнение, описывающее вращательное движение системы АКВ

$$(J_e + J_{\partial} u^2) \cdot \ddot{\phi}_m + J_c b \ddot{y} + J_c b' \dot{y}^2 + J_{\partial} \dot{\phi}_m \dot{y} u u' = M_{\partial} u - M_c, \quad (15)$$

где $J_e = J_c + J_{u_i}$; J_{u_i} — момент инерции ведомого шкива; J_d — приведенный момент инерции ведущей системы, связанной с ведущим валом; $u' = \frac{\partial u}{\partial y}$.

При использовании уравнения Лагранжа II рода в уравнении (15) член $J_d \dot{\phi}_{u_i} \dot{u} u'$ будет иметь другой вид, так как уравнения используют для голономных систем. Уравнение (15) легко получить на основе уравнений Аппеля.

Список литературы

1. Архангельский Г.В. Автоматические клиноременные вариаторы малых транспортных средств. – Одесса: АО Бахва, 2005. – 128 с.
2. Михеев С.С. Конструкция и оптимизация параметров автоматического клиноременного вариатора мототранспортных средств. Автореф. дисс ... канд. техн. наук. – Владимир, 1998. – 23 с.
3. Шакуров Д.К. Разработка методик расчета и проектирования клиноременного вариатора для транспортных машин с двигателями малой мощности. Автореф. дисс ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2004. – 27 с.
4. Бутенин Н.В. Введение в аналитическую механику. – М.: Наука, 1971. – 264 с.
5. Архангельский Г.В., Дубинец А.И. Распорные усилия и тяговая способность клиноременных передач и вариаторов «Современные проблемы машиностроения». – Тр. VI Международной науч.-техн. конференции. – Томск, 2011. – С. 33-37.

References

1. Archangelskiy G.V. Automatic V-belt variable speed small-transport funds. - Odessa: JSC Bakhvi, 2005. - 128 p.
2. SS Mikheev The design and optimization of the parameters of the automatic variator klinoremen-foot motor-vehicles. Author. Diss ... cand. tehn. Sciences. - VLA-Dimir, 1998. - 23 p.
3. DK Shakurov Development of techniques of calculation and design of the V-belt CVT for motor vehicles with engines of low capacity. Author. Diss ... cand. tehn. Sciences. - Izhevsk, 2004. - 27 p.
4. Butenin NV Introduction to analytical mechanics. - M.: Nauka, 1971. - 264 p.
5. Archangel GV Dubinets AI Spacers tractive effort and ability wedge belt transmissions and CVTs "Modern problems of engineering." - Tr. VI International scientific and engineering. conference. - Tomsk, 2011. - P. 33-37.

УДК 621.313.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПРИ РАЗМАТЫВАНИИ ИДЕАЛЬНОГО И ЭКСЦЕНТРИЧНОГО РУЛОНА СНОВАЛЬНОЙ ПАКОВКИ ШЛИХТОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Джаманкулов Азамат Кенешбекович, к.т.н., доцент, КРСУ, Кыргызстан, 720022, г. Бишкек, пр. Чуй, e-mail: azamatd65@mail.ru

Цель статьи – определение динамических составляющих, необходимых для разработки системы управления натяжением пряжи в процессе разматывания идеальной и эксцентричной моделей рулонов сновальной паковки шлихтовальной машины. Система управления натяжением пряжи в данном случае представляет собой автоматический регулятор, установленный на валу сновального валика и предназначенный для регулирования натяжения пряжи в процессе размотки по определенному закону. Следует сказать, что динамические составляющие являются необходимым компонентом при рассмотрении кинестатики центробежного автоматического регулятора, а также при аналитических расчетах для получения законов изменения тормозного момента в процессе размотки сновальной паковки. Кроме того, полученные законы изменения тормозного момента позволили разработать методику расчета копира центробежного регулятора, а также произвести расчет авторегулятора тормозных систем с гибкими фрикционными элементами для сматывания нитей с заданным натяжением.

Ключевые слова: идеальная модель, эксцентричная модель, размотка, сомкнутая намотка, натяжение пряжи, радиальный слой, линейная скорость пряжи, текущий радиус, момент инерции сновальной паковки, угловая скорость сновального валика.

DETERMINATION OF DYNAMIC COMPONENTS AT UNWINDING PERFECT AND EXCENTRIC ROLL WARPING PACKAGE OF SIZING MACHINES

Djamankulov Azamat Ke., PhD (Engineering), Associate Professor, Kyrgyzstan, 720022, c.Bishkek, KRSU, e-mail: azamatd65@mail.ru