

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Փ. Բ. ԱԼԱՎԵՐԴՅԱՆ, Լ. Ն. ԴՍՏԻՆ

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОЛЮСА КАЧЕНИЯ
 НА ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА МНОГОДИСКОВОГО ВАРИАТОРА

В практике современного машиностроения, в частности в станкостроении и системах автоматических линий, оснащенных дистанционным управлением, в качестве приводов для регулирования скоростного режима технологического процесса широкое применение получают многодисковые вариаторы системы Байера.

По конструктивно-кинематическим признакам вариаторы системы Байера выполняются с наружным и внутренним касанием дисков (рис. 1), одноступенчатые и двухступенчатые, а по месту varyирования крутящего момента—в начале или в конце кинематической цепи.

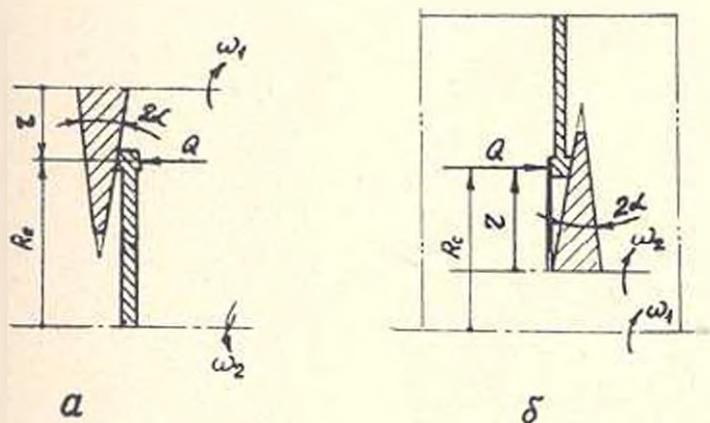


Рис. 1. Схемы взаимодействия фрикционных дисков:
 а—с наружным касанием; б—с внутренним касанием

Сравнительная оценка параметров площадки контакта в многодисковых вариаторах зарубежного и отечественного производства показала, что максимальные значения отношения длины площадки контакта к его ширине $n = \frac{2z}{a}$ колеблется в пределах 7+17 (большее значение соответствует вариаторам конструкций НАМИ с внутренним контактированием дисков).

Одним из важнейших показателей, определяющих точность установки и регулирования, а также поддержание постоянства угловой

скорости выходного вала вариатора при переменных нагрузках, является стабильность передаточного отношения, характеризуемая, в основном, координатой полюса качения. Изменение положения полюса качения приводит к изменению действительного передаточного отношения и коэффициента относительной потери скорости, являющихся функциями от момента сопротивления и усилия нажатия дисков.

В многодисковых вариаторах с внутренним контактированием, работающих на повышение скорости, полюс качения выходит за пределы ширины контакта до того, как коэффициент тяги достигает своего предельного значения ($\psi = 1$) [1, 2, 3].

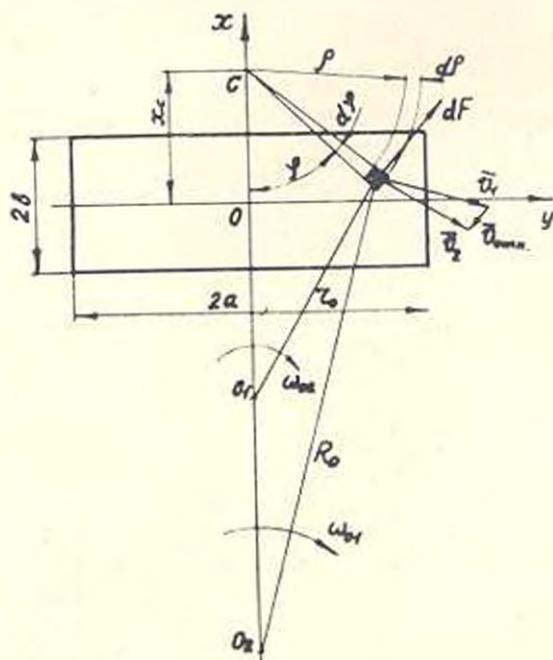


Рис. 2. К определению коэффициента тяги и момента трения на площадке контакта

Допуская, что коэффициент трения f в пределах площадки контакта сохраняет постоянную величину, и учитывая, что элементарная сила трения направлена против относительной скорости $v_{\text{отн}}$ (рис. 2), уравнение равновесия ведомого диска имеет вид

$$T = f \int_S p(x, y) \cos \varphi ds, \quad (1)$$

где $p(x, y) = p_0 \left(1 - \frac{y^2}{a^2}\right)$ — давление в произвольной точке площадки контакта, которое, на основании исследований [1, 3], принято параболическим;

$$p_0 = \frac{3}{8} \frac{N}{ab} \text{ — максимальное давление;}$$

$N = \frac{Q}{\cos \alpha}$ — сила нормального давления.

Уравнение (1) в полярных координатах для прямоугольной формы площадки контакта запишется так:

$$T = 2f\mu_s \left[\int_a^b \cos \varphi d\varphi \int_{\frac{x_c - a}{\cos \varphi}}^{\frac{x_c + a}{\cos \varphi}} \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2} \sin^2 \varphi \right) \rho d\rho + \int_{\arctg \frac{a}{x_c - b}}^{\arctg \frac{a}{x_c - b}} \cos \varphi d\varphi \int_{\frac{x_c - b}{\cos \varphi}}^{\frac{a}{\cos \varphi}} \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2} \sin^2 \varphi \right) \rho d\rho \right]. \quad (2)$$

После интегрирования и преобразований уравнение (2) принимает вид:

$$\psi = \frac{3}{8} \frac{1}{a} \lambda. \quad (3)$$

Здесь $\psi = \frac{T}{Nf}$ — коэффициент тяги, характеризуемый отношением передаваемой касательной силы T к силе трения Nf , действующей перпендикулярно к линии контакта; λ — безразмерный параметр коэффициента тяги, зависящий от изменения координаты полюса качения и параметров площадки контакта, определяемый уравнением:

$$\lambda = \frac{4x_c}{b} \left| \frac{(x_c^2 + b^2)}{2a^2} + 1 \right| \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \varphi_1 \right) \right| - \frac{2x_c}{b} \frac{(x_c^2 + b^2)}{a(x_c - b)^2} l_2 + \frac{a}{2b^2} (l_1 - l_2) + \frac{(x_c - b)^4}{4ab^2} \left| \frac{l_2}{(x_c - b)^2} - \frac{l_1}{(x_c - b)^2} \right| + \frac{(x_c - b)^2}{b^2} \left| 1 + \frac{(x_c - b)^2}{4a^2} \right| \ln \left| \frac{\operatorname{tg}(\pi/4 + \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\pi/4 + \varphi_2)} \right|, \quad (4)$$

$$\text{где } l_1 = \sqrt{(x_c + b)^2 + a^2}; \quad l_2 = \sqrt{(x_c - b)^2 + a^2}; \\ \varphi_1 = \frac{1}{2} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{a}{x_c + b}; \quad \varphi_2 = \frac{1}{2} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{a}{x_c - b}.$$

В многодисковых вариаторах наиболее доминирующими потерями являются потери на трение на площадке контакта, определяемые угловой скоростью относительного вращения соприкасающихся дисков и моментом сил трения относительно полюса качения.

Для рассматриваемого случая угловая скорость относительного вращения фрикционных дисков определяется по формуле:

$$\omega_c = \omega_2 (1 - i_2) \cos \alpha, \quad (5)$$

$$\text{где } i_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_p}{R_p} = \frac{r + x_c \cos \alpha}{R_c + x_c \cos \alpha}$$

— действительное передаточное отношение, определяемое по радиусам R_p и r_p , соответствующим полюсу качения;

α — угол конусности рабочих поверхностей дисков;

r — радиус конического диска, соответствующий среднему радиусу R_c отбуртованного диска.

Применительно к площадке контакта уравнение момента трения имеет вид:

$$M_T = f \int p(x, y) dS. \quad (6)$$

Интегрируя (6) в той же области, что и (1), после преобразования получим:

$$M_T = \frac{3}{8} N f b \delta, \quad (7)$$

где δ — безразмерный параметр момента трения, зависящий от изменения координаты полюса качения в скоростном поле площадки контакта, определяемый выражением:

$$\begin{aligned} \delta = & \frac{l_1^2}{10a^2b^2(x_c + b)^4} |(x_c - b)^5 - (x_c + b)^5| + \frac{1}{4ab^2} \left\{ \frac{4}{3} \left| (x_c + b)^3 - (x_c - b)^3 \right| + \right. \\ & \left. + \frac{1}{5a^2} \left| (x_c + b)^5 - (x_c - b)^5 \right| \right\} \cdot \left[\frac{al_1}{(x_c + b)^2} + \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \varphi_1 \right) \right| \right] + \\ & + \ln \left| \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg} \varphi_1} \right)^{\frac{2a^2}{15b^2}} \left[\frac{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \varphi_1 \right)}{\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \varphi_2 \right)} \right]^{\frac{2A}{ab^2}} \right| + \frac{(x_c - b)l_2}{60a^2b^2} \left\{ 3(x_c - b)^2 - 22a^2 \right\} + \\ & + \frac{(x_c + b)l_1}{b^2} \left\{ \left(\frac{x_c - b}{x_c + b} \right)^3 \left| \frac{1}{3} + \frac{(x_c - b)^2}{20a^2} \right| + \frac{2}{15} - \frac{l_1^2}{10a^2} \left(\frac{x_c - b}{x_c + b} \right)^3 \right\}. \quad (8) \end{aligned}$$

где $A = \frac{(x_c - b)^2}{8} \left| \frac{4}{3} + \frac{(x_c - b)^2}{5a^2} \right|$.

На ЭВМ были подсчитаны значения параметров λ и δ , которые на рис. 3 представлены в виде графиков в зависимости от координаты полюса качения при различных значениях длины площадки контакта $2a$. Кривые, приведенные сплошными линиями, соответствуют изменению параметра λ .

Из графиков видно, что удаление полюса качения при расположении его за пределами площадки контакта увеличивает коэффициент тяги и момент трения, и при больших значениях длины площадки контакта интенсивность роста безразмерного параметра λ больше, чем параметра δ , а при малых значениях длины площадки — наоборот.

Допуская, что равнодействующая сил трения приложена к геометрическому центру площадки контакта, с учетом уравнений (5) и (7) к. п. д. многодискового вариатора от геометрического скольжения

$$\eta_c = 1 - \frac{N_T}{N_1} = \frac{\psi}{\psi + 0,375 b \delta \cdot \frac{\rho p}{\rho_c} \left(\frac{1}{r_p} \pm \frac{1}{R_p} \right) \cos \alpha}. \quad (9)$$

где N_1 — потери мощности в площадке контакта;
 N_2 — мощность на ведущем валу вариатора;
 r_c и r_p — расстояние от оси ведомого диска до центра площадки и до полюса качения, как для наружного, так и внутреннего контакта.

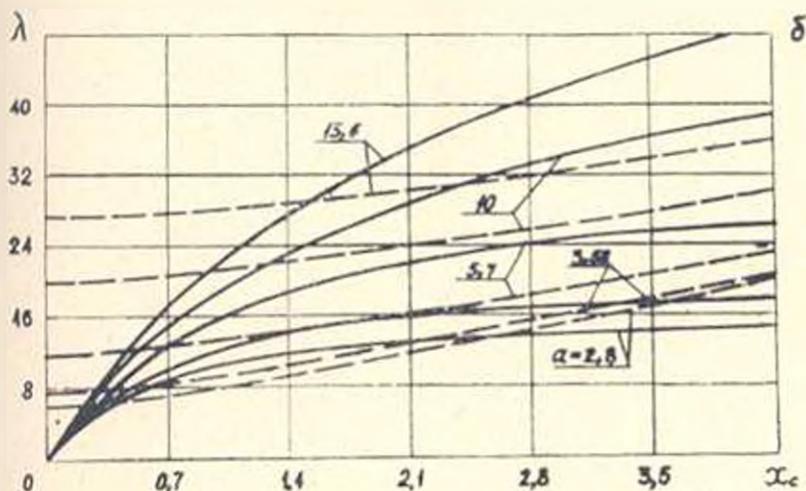


Рис. 3. Графики для определения безразмерных параметров λ и δ

Знаки плюс и минус имеют место для вариатора с внешним и внутренним контактированием дисков соответственно.

Исследование уравнения (9) для внутреннего контакта показало, что при больших значениях соотношения a/d , соответствующих большому радиусу конического диска, изменение положения полюса качения, расположенного за пределами площадки контакта, мало влияет на к. п. д. от геометрического скольжения, и при работе вариатора в режиме муфты $\tau_c = 1$. При прочих равных условиях увеличение радиуса отбуртованного диска с внутренним конусом приводит к уменьшению геометрического к. п. д. и увеличению коэффициента ξ .

С целью экспериментального исследования коэффициента относительной потери скорости ξ и к. п. д. τ испытания проводились на специально изготовленном стенде с опытным многодисковым вариатором. Функциональная схема испытательного стенда показана на рис. 4. Нагружение вариатора осуществлялось порошковым тормозом ПТ-40М конструкции ЭНИМС. Регистрация чисел оборотов входного и выходного валов осуществлялась тахогенераторами постоянного тока типа ГД-102, соединенные с соответствующим валом пальчиковой полумуфтой. Вырабатываемые сигналы от тахогенераторов и тензорезисторов, наклеенных на динамометре тормоза, одновременно записывались на шлейфовом осциллографе И-700.

Коэффициент относительной потери скорости выходного вала вариатора с учетом падения чисел оборотов электродвигателя определялся по формуле:

$$\xi = 1 - \frac{i_{x,x}}{i_x},$$

где $i_{x,x} = n_{1x}/n_{2x}$ — передаточное отношение вариатора при холостом ходе;

$i_x = n_1/n_2$ — действительное передаточное отношение вариатора (под нагрузкой);

n_1 , n_2 и n_{1x} , n_{2x} — числа оборотов входного и выходного валов вариатора под нагрузкой и на холостом ходу.

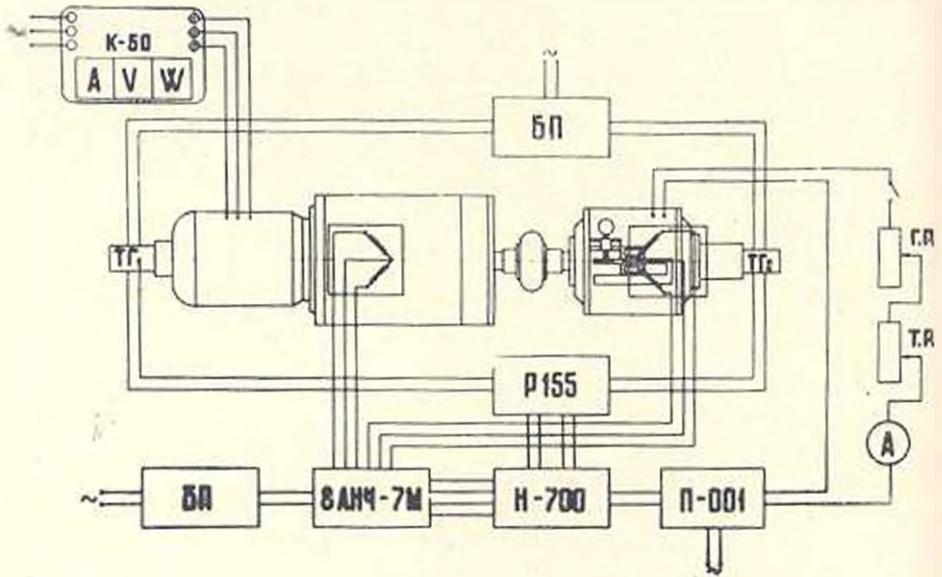


Рис. 4. Функциональная схема испытательного стенда.

К-50 — измерительный комплект; ТГ₁ и ТГ₂ — тахогенераторы; ГР и ТР — реостаты грубой и тонкой регулировки; P 155 — магазин сопротивлений и шунтов; БП и П-001 — блоки питания; Н-700 — шлейфовый осциллограф; ВАНЧ-7М — усилитель

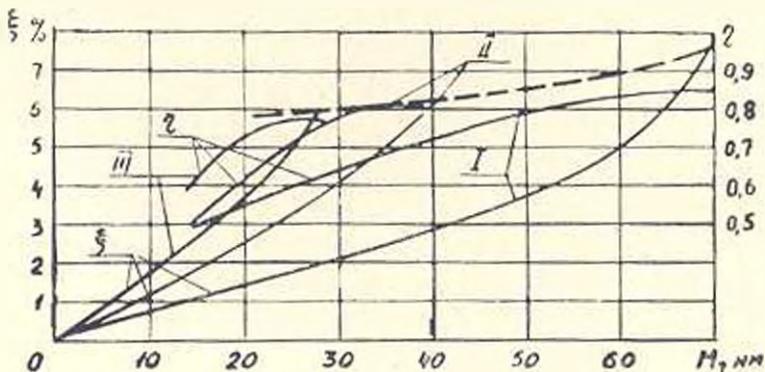


Рис. 5. Зависимости $\xi = f_1(M_2)$ и $M_2 = f_2(M_1)$ для работы вариатора при $n_{20} = 1500$ об/мин

На рис. 5 показаны экспериментальные кривые $\xi = f_1(M_2)$ и $\tau_1 = f_2(M_2)$ для вариатора в целом при $n_{10} = 1500$ об/мин и числе оборотов выходного вала $n = 400; 645; 900$ об/мин, соответствующих I, II, III режимам работы. Из графиков видно, что коэффициент относительной потери скорости ξ до начала буксования имеет почти линейный характер, а уменьшение передаточного отношения вариатора приводит к увеличению коэффициента ξ и к. п. д. η . Графики показывают, что при номинальной нагрузке изменение к. п. д. в диапазоне регулирования чисел оборотов незначительно и колеблется в пределах $0,75 \div 0,85$ (большее значение соответствует меньшему числу оборотов ведомого вала). Испытание вариатора показало, что он может передать постоянную мощность с максимальным коэффициентом падения скорости ξ , равным 7,7 %. Пунктирная кривая соответствует наибольшим значениям коэффициента ξ в диапазоне регулирования. Кривые построены при работе вариатора на масле ВМ-5 с плавным нагружением.

Экспериментальный филиал ЭНИМС

Поступило 10.XII.1974.

Յ. Բ. ԱՐԱՐԵՅԱՆ, Լ. Կ. ԳՈՒՍԵՆ

ՊԱՐՎԱՆ ԲԵՎԵՐԻ ԳՐԲԻ ԱՋԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԲԱԶՄԱԿԱՎԱՅԻՆԱԿԱՅԻՆ ՎԱՐԻԱՏՈՐԻ ԲԱՐՇՕՅԻՆ ՀԱՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՎՐԱ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Բաշկերի սխառի բազմակազմակաշին վարիատորի նոր տիպի համար քննարկվում է կոնտակտի մակերևույթի սահմաններից դուրս գանձող գործանքների դիրքի ազդեցությունը իրական փոխանցման հարաբերության և երկրաչափական օ. գ. գ.-ի վրա: Բերված են արագության հարաբերական կորուստի գործակցի և օ. գ. գ.-ի փորձարարական հետազոտությունների արդյունքները:

Ստացված են կարևորագույն, որոնք հնարավորություն են քննադատում բացահայտել փոխանցման հարաբերության կաշտությունը և օ. գ. գ.-ի բարձր ցուցանիշներն ապահովող պայմանները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Михайлова В. А., Решетов Д. Н. Потери на площадке контакта в регулируемых фрикционных передачах. «Вестник машиностроения», № 2, 1957.
2. Вирабова Р. В., Петрова Т. М. Тяговые свойства фрикционных передач с эластичным телом. «Вестник машиностроения», № 11, 1969.
3. Красненьков В. И., Смирнов В. И. Конструкция и расчет бесступенчатых фрикционных передач. Сб. «Расчеты на прочность», вып. 5, Машина, 1960.