

О ВЛИЯНИИ СКОРОСТИ КАЧЕНИЯ ДИСКОВ НА ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ФРИКЦИОННОГО ПЛАНЕТАРНОГО ВАРИАТОРА

Н. В. Гулиа, Е. А. Петракова

В статье представлен исследовательский материал по рациональному выбору частоты вращения ведущего вала планетарного дискового фрикционного вариатора с целью получения высокой износостойкости дисков и обеспечения высокого КПД вариатора. Данные в статье рекомендации и методики расчетов будут полезны инженеру-проектировщику при конструировании планетарного дискового фрикционного вариатора.

Ключевые слова: планетарный дисковый вариатор; фрикционный дисковый вариатор; КПД; скорость качения дисков; коэффициент трения; контактные напряжения

Введение

В настоящее время актуальность использования вариаторов для систем приводов, требующих автоматического регулирования скорости, не вызывает сомнений. Наиболее перспективны смазываемые фрикционные дисковые вариаторы, тела качения которых контактируют через масляную пленку, а также те, в которых имеет место точечный исходный контакт, обеспечивающий наилучшие эксплуатационные показатели.

В качестве достоинств дисковых вариаторов можно отметить: возможность реализации планетарной схемы, что увеличивает КПД передачи; наличие разделительной масляной пленки между фрикционными дисками, препятствующей их непосредственному контакту («металл о металл») и обеспечивающей бесшумность работы и высокую долговечность (при правильном подборе материалов, смазки и рациональном выборе допускаемых контактных напряжений); большие радиусы закруглений центральных дисков и многочисленность фрикционных упругогидродинамических зон контактов, что позволяет передавать значитель-

ные крутящие моменты при достаточно низких контактных напряжениях; отсутствие силовых зубчатых передач; возможность автоматического регулирования передаточного отношения.

Дисковый вариатор, выполненный по наиболее перспективной схеме – планетарной, позволяет иметь минимальное передаточное отношение, примерно 1,2–1,3. Максимальное передаточное отношение может быть различным, его ограничивают такие параметры, как габаритные размеры и масса вариатора.

С участием авторов ранее была опубликована подробная методика расчета основных параметров вариатора [1]. Согласно этой методике был спроектирован, изготовлен и испытан на АМО ЗИЛ опытный образец такого вариатора [2], а позже, в 2008 г., их выпуск начат российской компанией *Combarco*.

Цель настоящей работы – исследовать основные параметры вариатора: нажимные усилия, контактные напряжения, коэффициенты упруго-гидродинамического (УГД) трения в обоих контактах, общий КПД в зависимости от скорости вращения ведущего вала вариатора.

Расчет основных параметров фрикционного дискового вариатора

Основными силовыми элементами, передающими крутящий момент, в дисковом вариаторе являются фрикционные диски (рис. 1): центральные внутренние и внешние; промежуточные – сателлиты. Изменение передаточного отношения осуществляется за счет радиального перемещения сателлитов относительно центральных дисков.

В конкретной конструкции вариатора (модель 245 компании *Combarco*) использованы упругоподатливые фрикционные диски и рациональная система их поджима. Размеры фрикционных дисков (см. рис. 1): диаметр сателлитов $D_2 = 69$ мм; диаметр центрального внутреннего диска $D_1 = 226,5$ мм (наружный контакт фрикционных дисков); диаметр центрального внешнего диска $D_4 = 300$ мм (внутренний контакт фрикционных дисков); диаметр оси сателлитов $D_3 = 10,5$ мм; количество сателлитов $z = 16$ (2 ряда по 8 дисков в каждом ряду); половинный угол конусности сателлитов $\gamma = 2^\circ$ (рис. 2). С учетом того, чтобы максимальные контактные напряжения не превышали допустимых, были выбраны рациональные радиусы закруглений центральных дисков: для внутреннего –

91 мм, для наружного – 43,3 мм. Входной крутящий момент $T_B = 72$ Н·м. Минимальное кинематическое передаточное отношение $i_k = 1,25$, максимальное – $i_k = 7,07$.

Исследование проводилось для трех частот вращения ведущего вала вариатора (или центрального диска вариатора) $n_1 = 1500, 3000$ и 4000 об/мин, наиболее часто используемых на практике (в системах приводов и автомобильных двигателях).

Кинематическая схема и необходимые для расчетов геометрические параметры (размеры дисков R_1, R_2, R_3, R_4 ; смещения нескальзывающей точки от центра пятна в наружном m_n и внутреннем m_b контактах; координаты приложения равнодействующих сил трения l_{mn} и l_{mb} в наружном и внутреннем контактах, соответственно) представлены на рис. 2.

Расчетное исследование выполнялось с учетом предшествующих экспериментов, проведенных авторами [3, 4].

Кинематические параметры, линейная скорость качения в наружном и внутреннем контактах, рассчитывались, соответственно, по формулам:

$$V_n = \omega_1 \cdot (R_1 - m_n), \quad (1)$$

$$V_b = \omega_c \cdot (R_3 - m_b) = \omega_1 \cdot \frac{(R_1 - m_n) \cdot (R_3 - m_b)}{(R_2 + m_n)}, \quad (2)$$

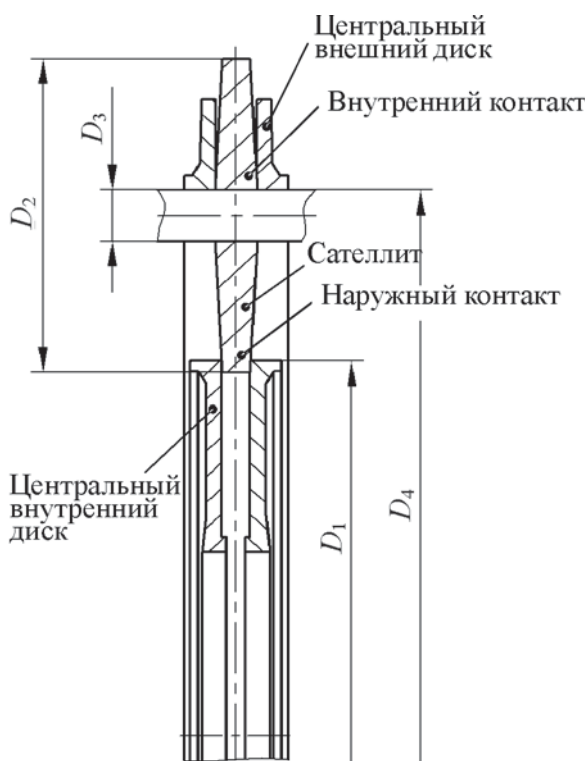


Рис. 1. Фрикционная часть планетарного дискового вариатора

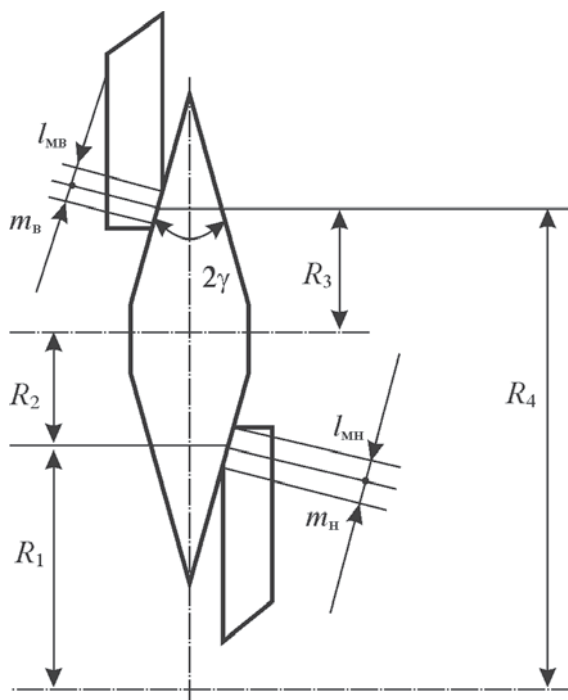


Рис. 2. Кинематическая схема дискового вариатора

где ω_1 – угловая скорость центрального диска, с^{-1} ; ω_c – угловая скорость промежуточного диска (сателлита), с^{-1} .

В теории фрикционных вариаторов в расчетах используется суммарная скорость качения V_Σ [1], которая определяется в наружном $V_{\Sigma\text{н}}$ и внутреннем $V_{\Sigma\text{в}}$ контактах:

$$V_{\Sigma j} = 2 \cdot V_j, j = \{\text{н}, \text{в}\}. \quad (3)$$

При увеличении частоты вращения ведущего вала вариатора суммарные скорости качения в наружном $V_{\Sigma\text{н}}$ и внутреннем $V_{\Sigma\text{в}}$ контактах планетарного вариатора возрастают (рис. 3).

Нажимное усилие на фрикционные диски в наружном и внутреннем контактах определялось из соотношений [1]:

$$Q_{\text{н}} = \frac{\beta \cdot T_{\text{в}}}{2 \cdot f \cdot z \cdot R_1}, \quad (4)$$

$$Q_{\text{в}} = \frac{\beta \cdot T_{\text{в}} \cdot R_2}{2 \cdot f \cdot z \cdot R_1 \cdot R_3} \quad (5)$$

(из условия равновесия конического диска), где β – коэффициент запаса по сцеплению; f – коэффициент УГД-трения.

Для обеспечения максимального КПД рассчитывался $\beta=1,25$ [3].

Контактные напряжения в наружной и внутренней зонах дисков рассчитывались по формуле [1]:

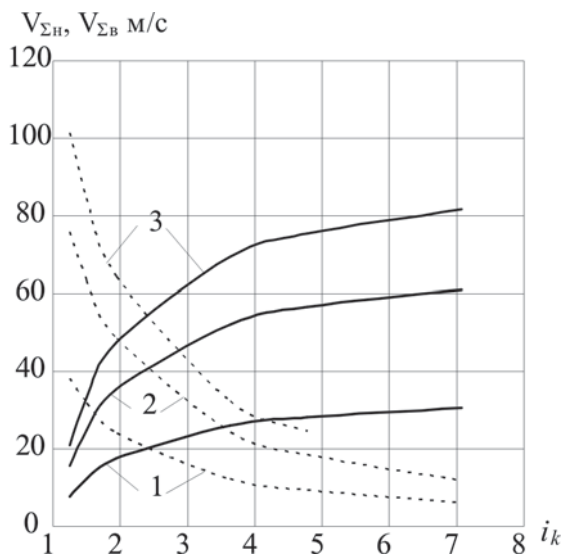


Рис. 3. Зависимость суммарных скоростей качения в наружном $V_{\Sigma\text{н}}$ и внутреннем $V_{\Sigma\text{в}}$ контактах от передаточного отношения i_k вариатора: 1 – при $n_1=1500$ об/мин; 2 – при $n_1=3000$ об/мин; 3 – при $n_1=4000$ об/мин; — – во внутреннем контакте; ---- – в наружном контакте

$$\sigma_j = 0,245 \cdot 10^{-2} \cdot n_\sigma \cdot \sqrt[3]{Q_j \cdot E^2 \cdot (\Sigma k)^2}, \quad (6)$$

$$j = \{\text{н}, \text{в}\},$$

где n_σ – коэффициент удельной нагрузки; Q_j – нажимное усилие в наружном или внутреннем контакте, Н; E – приведенный модуль упругости материалов фрикционных дисков, МПа; Σk – сумма главных кривизн фрикционных дисков, м^{-1} .

Нажимные усилия $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{в}}$ и контактные напряжения $\sigma_{\text{н}}$, $\sigma_{\text{в}}$ в обеих зонах дисков растут с увеличением частоты вращения входного вала вариатора n_1 (рис. 4 и 5).

Многочисленные экспериментальные исследования, проведенные различными авторами, показали, что контактные напряжения не должны превышать 800–900 МПа для стали ШХ15, из которой обычно изготавливаются фрикционные диски. При больших контактных напряжениях происходит интенсивный износ дорожек качения дисков.

Оценка влияния скорости качения дисков на коэффициенты УГД-трения во фрикционных контактах

В процессе работы планетарного дискового вариатора в зонах внутренних и наружных фрикционных контактов возникает УГД-трение. Одним из важнейших вопросов, возникающих при проектировании фрикционных дисковых вариаторов, является определение коэффициента УГД-трения в рабочих зонах фрикционных контактов во всем диапазоне передаточных отношений.

Расчеты коэффициента УГД-трения в точечном смазываемом контакте фрикционной передачи проводились по формуле [5]:

$$f = K_m \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^{-0,2919} \cdot \rho_y^{-0,0631} \cdot \sigma^{0,4865} \cdot \varphi^{-g} \times$$

$$\times \frac{0,364 \cdot V_\Sigma^{-0,3103}}{1 - 0,5966 \cdot e^{-0,0451 \cdot V_\Sigma}}, \quad (7)$$

$$g = \frac{90 + 0,32 \cdot \varphi^{-3,89}}{1730 + \varphi^{-3,89}},$$

где K_m – коэффициент, зависящий от типа смазочного материала; a/b – отношение длин осей эллипса пятна контакта; ρ_y – приведенный радиус кривизны в направлении плоскости качения, м; σ – контактное напряжение, МПа; φ – относительная скорость геометрического скольжения в пятне контакта; g – показатель

степени.

Формула (7) достоверно отражает многочисленные экспериментальные данные, полученные отечественными и зарубежными авторами при испытаниях фрикционных передач с точечным смазываемым контактом в широком диапазоне меняющихся геометрических, силовых, скоростных и температурных параметров [5]. В ней учтены тип и температура смазочного материала, величина трения верчения, контактные напряжения, скорости качения, геометрическое скольжение. Формула (7) рекомендована как основная и универсальная при проектировании смазываемых вариаторов, параметры которых находятся в следующих пределах: $a/b = 0,0995-0,6593$; $\rho_y = 0,0056-1,0795$ м; $\sigma = 467-2040$ МПа; $\varphi = 0,022-1$ м/с; $V_\Sigma = 1,68-50$ м/с, $T = 50^\circ \text{C}$. С высокой степенью вероятности можно утверждать, что выражение можно применять для расчета предельных коэффициентов УГД-трения и с более высокими суммарными скоростями качения V_Σ – до 150 м/с.

Для приближенных расчетов можно считать, что в случае использования минерального масла предельный коэффициент УГД-трения будет в 1,3 раза ниже, чем для специального высокотягового масла (трактанта) Сантотрак-50. Испытания вариатора и расчеты проводились для масла Сантатрак-50, для которого коэффи-

циент $K_m = 0,0026$.

Были проведены расчеты коэффициентов УГД-трения в наружных f_n и внутренних f_v контактах при выбранных частотах вращения входного вала. Графики на рис. 6 показывают, что с увеличением скоростей качения дисков коэффициент УГД-трения снижается. Эту же тенденцию подтверждают данные испытаний, проведенные в МГИУ с опытным образцом планетарного фрикционного дискового вариатора с контактом Байера [3].

С увеличением частоты вращения, а, следовательно, и суммарной линейной скорости качения в контакте V_Σ увеличивается толщина масляной пленки между поверхностями дисков. Влияние скорости на толщину масляной пленки косвенно отражено в формуле (7) в показателях степени суммарной скорости качения V_Σ и относительной скорости геометрического скольжения φ . Заметим, что коэффициент УГД-трения при увеличении скорости снижается даже при одновременном возрастании нажимных усилий. Это указывает на преобладающее влияние именно скорости качения, нежели нажимных усилий, на толщину пленки и коэффи-

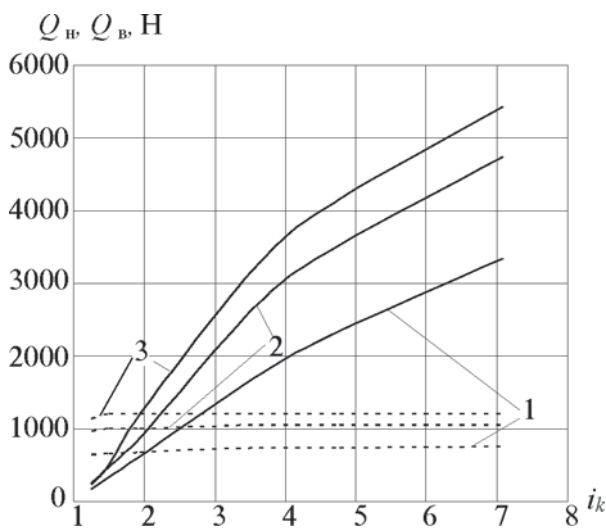


Рис. 4. Зависимость нажимных усилий в наружном Q_n и внутреннем Q_v контактах от передаточного отношения i_k вариатора: 1 – при $n_1=1500$ об/мин; 2 – при $n_1=3000$ об/мин; 3 – при $n_1=4000$ об/мин; — — — во внутреннем контакте; – в наружном контакте

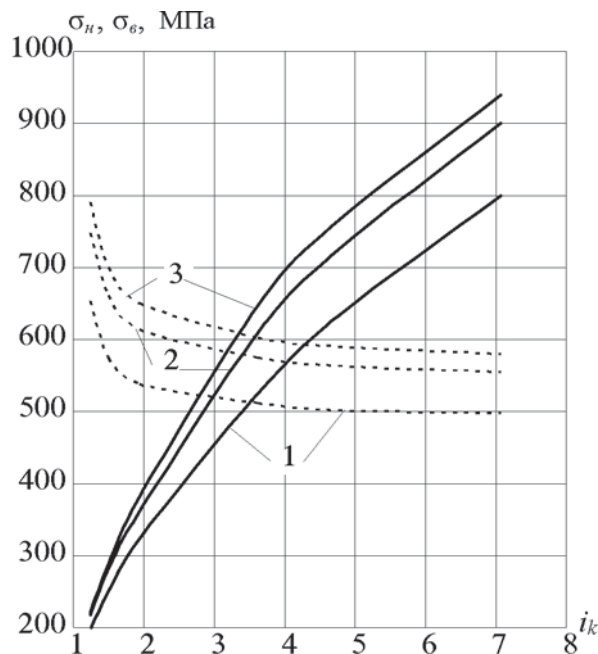


Рис. 5. Зависимость контактных напряжений в наружном σ_n и внутреннем σ_v контактах от передаточного отношения i_k вариатора: 1 – при $n_1=1500$ об/мин; 2 – при $n_1=3000$ об/мин; 3 – при $n_1=4000$ об/мин; — — — во внутреннем контакте; – в наружном контакте

циент УГД-трения.

Из формул (4) и (5) следует, что с уменьшением коэффициента УГД-трения требуются большие нажимные усилия в контактах для обеспечения того же запаса по сцеплению, что ведет к возрастанию рабочих контактных напряжений – это показывает формула (6).

Из графиков на рис. 5 можно сделать вывод, что для данного типоразмера вариатора выбор частоты вращения входного вала больше 3000 об/мин является нецелесообразным (контактные напряжения выше 900 МПа). В случае, если выбор высоких частот вращения входного вала является обоснованным, во избежание высоких контактных напряжений необходимо снижать входной крутящий момент или изменять радиусы закруглений центральных фрикционных дисков, а также угол конусности сателлитов. Однако следует помнить, что изменение этих параметров влияет на общий КПД вариатора.

Оценка влияния скорости качения дисков на КПД вариатора

Для расчета общего КПД планетарного дискового вариатора η_{ah}^b использована формула для определения КПД зубчатой планетарной передачи [4]:

$$\eta_{ah}^b = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{ah}^b}\right) \cdot (1 - \eta_{\Sigma ab}^h),$$

где i_{ah}^b – реальное передаточное отношение от водила к центральному внутреннему колесу передачи при остановленном эпицикле; $\eta_{\Sigma ab}^h$ – суммарный КПД передачи при остановленном водиле.

Реальное передаточное отношение i_{ah}^b учитывает как потери скорости в результате смещения нескальзающей точки, так и потери скорости в результате УГД-скольжения во внутреннем и наружном контактах:

$$i_{ah}^b = \frac{i_m}{(1 - S_h) \cdot (1 - S_b)},$$

где i_m – передаточное отношение с учетом смещения нескальзающей точки, как в наружном, так и во внутреннем контактах; S_h, S_b – потеря скорости на УГД-скольжения (относительная величина) в наружном и внутреннем контактах, соответственно.

Потеря скорости на УГД-скольжения выражается эмпирической зависимостью [4]:

$$S_j = \frac{1}{a + b \cdot \beta^c}, \quad j = \{h, b\},$$

где a, b, c – коэффициенты, зависящие от величины контактного напряжения и суммарной скорости качения в контакте.

Для определения передаточного отношения i_m используют зависимость [1]:

$$i_m = 1 + \frac{(R_4 - m_b) \cdot (R_2 + m_h)}{(R_3 - m_b) \cdot (R_1 - m_h)}.$$

Суммарный КПД $\eta_{\Sigma ab}^h$ зависит от КПД $\eta_{\Sigma hs}$ и КПД $\eta_{\Sigma bs}$, учитывающих общие потери мощности в наружных и внутренних контактах, соответственно [4]:

$$\eta_{\Sigma ab}^h = \eta_{\Sigma hs} \cdot \eta_{\Sigma bs}. \quad (8)$$

КПД с учетом УГД-скольжения в наружном контакте $\eta_{\Sigma hs}$:

$$\eta_{\Sigma hs} = \left(1 - \frac{N_{\Sigma h}}{T_b \cdot \omega_1}\right) \cdot (1 - S_h), \quad (9)$$

где $N_{\Sigma h}$ – суммарные потери мощности в наружных контактах, Вт.

Суммарные силовые потери мощности в наружных контактах можно представить выражением [1]:

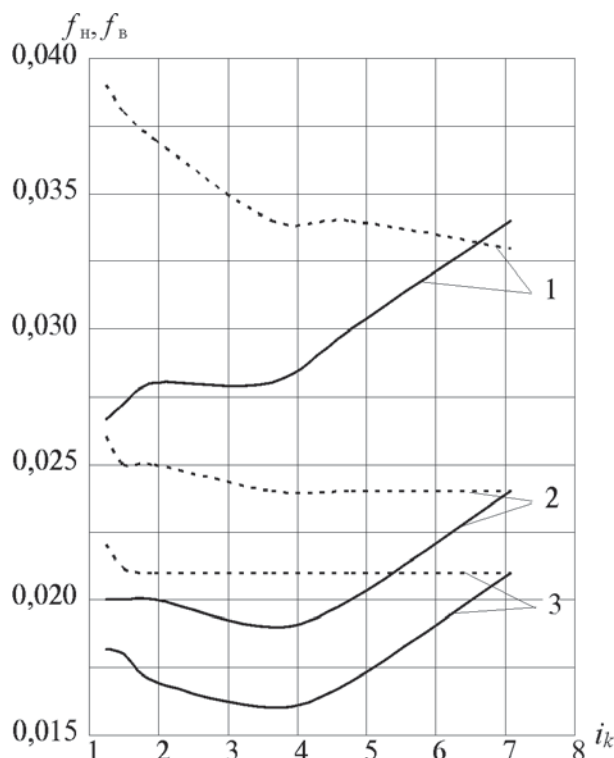


Рис. 6. Зависимость коэффициентов трения в наружном f_h и внутреннем f_b контактах от передаточного отношения i_k вариатора:

1 – при $n_1=1500$ об/мин; 2 – при $n_1=3000$ об/мин; 3 – при $n_1=4000$ об/мин;

— во внутреннем контакте;
----- в наружном контакте

$$N_{\Sigma n} = N_{гсн} \cdot 2 \cdot z + N_{качн} \cdot z + N_{подш}, \quad (10)$$

где $N_{гсн}$ – потери мощности на геометрическое скольжение в пятне наружного контакта, Вт; $N_{качн}$ – потери мощности в наружном контакте тел качения (на УГД-сдавливании масла, гистерезис при перекачивании дисков, циркуляцию мощности), Вт; $N_{подш}$ – потери мощности на трение в центральных подшипниках, Вт.

Потери мощности на геометрическое скольжение в пятне наружного контакта [1]:

$$N_{гсн} = 0,5 \cdot T_b \cdot \omega_1 \cdot (1 - \eta_{гсн}) / z, \quad (11)$$

где $\eta_{гсн}$ – КПД геометрического скольжения в наружном контакте, связанный с явлениями, происходящими в пятне контакта (смещением нескальзавшей точки m_n и изменением координаты приложения равнодействующих сил трения l_{mn}).

Потери мощности на сдавливание масла, гистерезис при перекачивании и циркуляцию мощности в двух наружных контактах одного промежуточного диска:

$$N_{качн} = 2 \cdot Q_n \cdot \mu \cdot V_n, \quad (12)$$

где Q_n – нажимное усилие в пятне одного наружного контакта; μ – приведенный коэффициент трения (принято $\mu = 0,001$).

Потери мощности на трение в центральных подшипниках:

$$N_{подш} = \frac{T_b \cdot \omega_1 \cdot (1 - \eta_{подш})}{2z}, \quad (13)$$

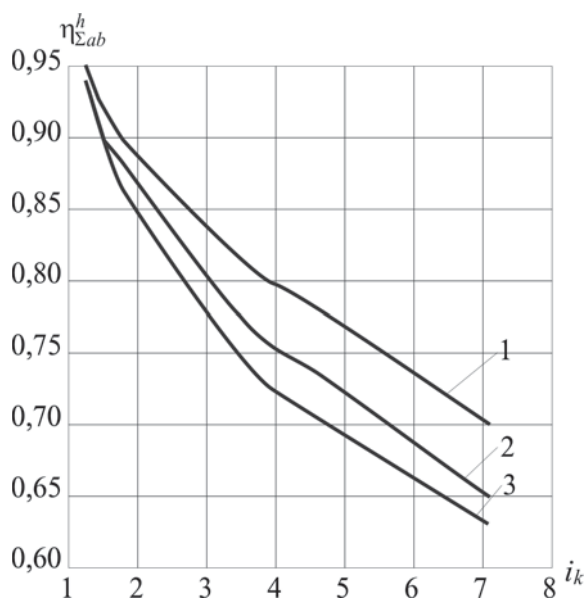


Рис. 7. Общий КПД вариатора $\eta_{\Sigma ab}^h$ во всем диапазоне передаточных отношений:

1 – при $n_1 = 1500$ об/мин; 2 – при $n_1 = 3000$ об/мин;
3 – при $n_1 = 4000$ об/мин

где $\eta_{подш}$ – КПД центральных подшипников (принято $\eta_{подш} = 0,99$).

КПД с учетом УГД-скольжения во внутреннем контакте:

$$\eta_{\Sigma bs} = (1 - \frac{N_{\Sigma b}}{T_b \cdot \omega_1 \cdot \eta_{гсн} \cdot \eta_{подшс}}) \cdot \eta_{подшс} \cdot (1 - S_b), \quad (14)$$

где $N_{\Sigma b}$ – суммарные силовые потери мощности во внутренних контактах, Вт; $\eta_{подшс}$ – КПД подшипников сателлитов, $\eta_{подшс} \approx 0,99$.

Суммарные силовые потери мощности во внутренних контактах:

$$N_{\Sigma b} = z \cdot (2 \cdot N_{гсв} + N_{качв}), \quad (15)$$

$$N_{гсв} = \frac{T_b \cdot \omega_1 \cdot \eta_{гсн} \cdot \eta_{подшс} \cdot (1 - \eta_{гсв})}{2z}, \quad (16)$$

$$N_{качв} = 2 \cdot Q_b \cdot \mu \cdot V_b, \quad (17)$$

где $N_{гсв}$ – потери мощности на геометрическое скольжение в пятне внутреннего контакта, Вт; $N_{качв}$ – потери мощности во внутреннем контакте тел качения (на сдавливании масла, на гистерезис при перекачивании дисков, циркуляцию мощности), Вт; $\eta_{гсв}$ – КПД геометрического скольжения во внутреннем контакте, связанный с явлениями, происходящими в пятне контакта (смещением нескальзавшей точки m_b и изменением координаты приложения равнодействующих сил трения l_{mb}); Q_b – нажимное усилие в пятне одного внутреннего контакта.

Следует заметить, что трактанты, в частности Сантотрак-50, обладают меньшей вязкостью, чем, например, минеральное масло, поэтому потери мощности при смазывании вариатора таким маслом могут даже уменьшиться, повысив общий КПД вариатора. Однако, как показывают эксперименты, указанное повышение КПД для Сантотрак, по сравнению с минеральным маслом, не превышает 1%. Хотя, безусловно, именно трактанты являются перспективным смазочным материалом, поскольку имеют более высокий коэффициент УГД-трения (в среднем в 1,3 раза выше, чем для минерального масла) и способствуют повышению долговечности тел качения вариатора.

Из вышеприведенных формул (7)–(17) для расчета потерь мощности и КПД следует, что увеличение частоты вращения ведущего вала вариатора n_1 (а, следовательно, и скоростей качения V_n и V_b) ведет к возрастанию потерь мощности на геометрическое скольжение, сдавливание масла, гистерезис при перекачивании,

циркуляцию мощности и, следовательно, к снижению общего КПД вариатора (рис. 7).

Заметим, что реальное передаточное отношение i_{ah}^b вариатора практически не зависит от скорости качения дисков. Так, при частоте вращения входного вала $n_1 = 1500$ об/мин максимальное передаточное отношение $i_{ah}^b = 8,43$ (при кинематическом передаточном отношении $i_k = 7,07$), а при частоте вращения $n_1 = 4000$ об/мин $i_{ah}^b = 8,63$.

Заключение

Снижение частоты вращения дисков (разумеется, в условиях существования масляной пленки), приводящее к снижению их скорости качения, положительно сказывается на эксплуатационных свойствах планетарного фрикционного дискового вариатора: увеличиваются контактная прочность, износостойкость и общий КПД. Критерием выбора рациональной частоты вращения является максимальный КПД вариатора при условии прочности по контактным напряжениям. Для эффективной работы вариатора при более высоких частотах вращения для данного типоразмера необходимо пересмотреть такие параметры вариатора, как входной крутящий момент, радиусы закруглений центральных фрикционных дисков и углы конусности сателлитов.

При расчете и проектировании фрикционных дисковых вариаторов необходимо учитывать влияние линейных скоростей дисков на основные характеристики устройства.

Список литературы

1. Расчет основных параметров фрикционного дискового вариатора / Н.В. Гулия, Е.А. Петракова, С.А. Юрков, Д.А. Ковчегин, Д.А. Волков // Справочник. Инженерный журнал. 2001. № 1. С. 30–39.
2. Гулия Н.В. Многодисковый планетарный вариатор // Патент РФ № 2140028, 1998. Оpubл. 20.11.2010.
3. Определение коэффициента трения в смазываемых дисковых вариаторах / Н.В. Гулия, Д.А. Ковчегин, С.А. Юрков, Е.А. Петракова // Техника, технология и перспективные материалы: Межвуз. сб. науч. тр. / под ред. А.Д. Шляпина. – М.: МГИУ, 2004. С. 17–21.
4. Гулия Н.В., Петракова Е.А. Методика расчета КПД планетарного фрикционного дискового вариатора // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 4. С. 14–20.
5. Гулия Н.В., Петракова Е.А. Расчет коэффициентов трения в точечном контакте фрикционной бесступенчатой передачи // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 10. С. 38–42.

Материал поступил в редакцию 24.10.2009

**ГУЛИЯ
Нурбей
Владимирович**

E-mail: gulia_nurbei@mail.ru
Тел. 8 (495) 620-39-25

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой деталей машин МГИУ. Область научных интересов – механические бесступенчатые передачи и маховики – накопители энергии и гибридные силовые агрегаты на их основе. Автор около 700 научных трудов, из них около 30 книг, 350 изобретений.

**ПЕТРАКОВА
Екатерина
Алексеевна**

E-mail: kovchegin@maryno.net
Тел. 8 (495) 620-39-25

Кандидат технических наук, доцент кафедры деталей машин МГИУ. Область научных интересов – проектирование вариаторов. Автор 25 научных трудов.