

Исследование влияния микропрофиля фрикционных элементов вариатора на коэффициент трения в зоне контакта и коэффициент полезного действия передачи

А. А. Генералова¹, А. Е. Зверовщиков², А. А. Никулин³

^{1,2,3}Пензенский государственный университет, Пенза, Россия

¹generalova_aa@mail.ru, ²azwer@mail.ru, ³artem.nikuln2003@yandex.ru

Аннотация. *Актуальность и цели.* Современные требования к легковым автомобилям включают в себя ряд основных направлений: эффективное использование энергии, повышение экологических показателей, улучшение эксплуатационных характеристик. Применение вариаторных коробок передач позволило значительно повысить энергоэффективность и экологические показатели автомобиля за счет оптимальной работы двигателя. Но недостатком вариаторов по сравнению с механическими коробками передач по-прежнему является недостаточный коэффициент полезного действия, что не позволяет конкурировать с «механикой» из-за низких эксплуатационных характеристик. Так как вариатор является фрикционным механизмом, способом повышения эффективности его работы является изменение коэффициента трения в фрикционных парах. Одним из вариантов такой модернизации является создание регулярного микропрофиля на поверхности фрикционных шкивов, а именно волнистости. Фактические пятна контакта, образованные волнистостью, обеспечивают достаточное тяговое усилие вариаторной передачи и минимизируют потери мощности. Объектом исследования являются взаимосвязи между мощностными показателями и качеством поверхностного слоя фрикционных элементов бесступенчатой трансмиссии. Предмет исследования – адекватная оценка и обеспечение мощностных параметров бесступенчатой трансмиссии путем обеспечения параметров качества поверхности ведущего шкива вариатора. Цель исследования – разработка методики для обеспечения мощностных показателей вариаторной трансмиссии путем создания волнистого микропрофиля, основанной на механике контактного взаимодействия. *Материалы и методы.* Проводимые теоретические и экспериментальные исследования базируются на изучении литературы, проведенных исследованиях и опыте практикующих технологов. *Результаты.* Проанализирована эмпирическая зависимость прогнозирования коэффициента трения при нормальном износе в зависимости от параметров качества поверхностей. Показано, что параметры волнистости поверхности оказывают большее влияние на коэффициент трения и, как следствие, тяговую способность передачи во фрикционном взаимодействии деталей, чем параметры шероховатости. Предложены аналитические зависимости определения мощности на выходном валу вариатора и коэффициента полезного действия вариатора в зависимости от высотного параметра волнистости. *Выводы.* На основании проведенных исследований и экспериментов предложена математическая модель для обеспечения мощностных параметров вариаторов путем формирования высотного показателя волнистости. Это позволит прогнозировать и обеспечивать коэффициент трения фрикционной пары на стадии опытно-конструкторских работ и составления технологического процесса обработки деталей.

Ключевые слова: волнистость, вариатор, шкив, поверхность, волнограмма, коэффициент трения, пятно контакта, коэффициент полезного действия

Для цитирования: Генералова А. А., Зверовщиков А. Е., Никулин А. А. Исследование влияния микропрофиля фрикционных элементов вариатора на коэффициент трения в зоне контакта и коэффициент полезного действия передачи // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2023. № 3. С. 154–172. doi: 10.21685/2072-3059-2023-3-12

Research of microprofile impact on variable transmission's friction elements on the coefficient of friction in the contact zone and transmission efficiency

A.A. Generalova¹, A.E. Zverovshchikov², A.A. Nikulin³

^{1,2,3}Penza State University, Penza, Russia

¹generalova_aa@mail.ru, ²azwer@mail.ru, ³artem.nikulin2003@yandex.ru

Abstract. *Background.* Modern requirements for passenger cars include a number of main directions: efficient use of energy, improvement of environmental indicators, improvement of operational characteristics. The use of variator gearboxes has significantly improved the energy efficiency and environmental performance of the car due to optimal engine performance. However, the disadvantage of variators in comparison with manual transmissions is still insufficient efficiency, which does not allow competing with “mechanics” due to low performance characteristics. Since the variator is a friction mechanism, a way to increase the efficiency of its operation is to change the coefficient of friction in friction pairs. One of the options for such modernization is the creation of a regular microprofile on the surface of friction pulleys, namely– undulations. The actual contact spots formed by the undulation provide sufficient traction of the variator transmission and minimize power loss. The object of the study is the relationship between power indicators and the quality of the surface layer of friction elements of a continuously variable transmission. The subject of the study is an adequate assessment and provision of the power parameters of a continuously variable transmission, by ensuring the surface quality parameters of the drive pulley of the variator. The purpose of the study is to develop a technique for providing power indicators of a variator transmission by creating a wavy microprofile based on the mechanics of contact interaction. *Materials and methods.* The theoretical and experimental research carried out in the work is based on the study of literature, conducted research and the experience of practicing technologists. *Results.* The empirical dependence of the prediction of the coefficient of friction at normal wear depending on the parameters of surface quality is analyzed. It is shown that the parameters of the undulation of the surface have a greater influence on the coefficient of friction, and as a consequence, the traction ability of the transmission in the frictional interaction of parts, than the roughness parameters. Analytical dependences of determining the power on the output shaft of the variator and the efficiency of the variator depending on the height parameter of the waviness are proposed. *Conclusions.* Based on the conducted research and experiments, a mathematical model is proposed to ensure the power parameters of variators by forming a high-altitude waviness index. This will make it possible to predict and ensure the coefficient of friction of the friction pair at the stage of development work and drawing up the technological process of processing parts.

Keywords: undulation, variator, pulley, surface, waveform, coefficient of friction, contact spot, efficiency

For citation: Generalova A.A., Zverovshchikov A.E., Nikulin A.A. Research of microprofile impact on variable transmission's friction elements on the coefficient of friction in the contact zone and transmission efficiency. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki = University proceedings. Volga region. Engineering sciences.* 2023;(3):154–172. (In Russ.). doi: 10.21685/2072-3059-2023-3-12

Введение

В настоящее время к современным автомобилям предъявляются очень строгие требования, обусловленные экологическими соглашениями международных регулирующих органов по трем основным направлениям: энергоэффективность, сокращение выбросов и эксплуатационные характеристики транспортных средств. Трансмиссионная система является важной подсистемой транспортного средства, оказывающей большое влияние во всех трех направлениях [1–7].

Вариаторные коробки передач являются современной альтернативой автоматических коробок передач [3–5]. Их задача – снизить ударные нагрузки на механизмы трансмиссии и кривошипно-шатунного механизма двигателя. В процессе своей работы коробка передач реализует большие нагрузки, а в момент переключения все агрегаты, участвующие в передаче вращения к колесам, испытывают кратковременные, но высокие перегрузки. Вариаторные коробки снижают расход топлива и выбросы за счет обеспечения оптимальной работы двигателя, а также обеспечивают производительность и комфорт при вождении за счет автоматического переключения передач и непрерывной передачи крутящего момента [3].

Принцип работы вариатора основан на фрикционном взаимодействии двух или нескольких подвижных элементов. В современных автомобилях наибольшее распространение получили механические передачи с гибким звеном – так называемые клиноременные передачи. Гибким звеном в данном случае является ремень с металлическими секторами, соединенными между собой стальными лентами [4–7].

Одним существенным недостатком вариатора по сравнению с автоматической коробкой передач является недостаточная тяговая способность. Следовательно, вариатор может реализовывать меньший крутящий момент по сравнению со стандартной коробкой передач. Причиной этого является проскальзывание ремня при высоких крутящих моментах. В этой связи в данной работе выполнено детальное исследование коэффициента трения во фрикционном соединении, проведен поиск зависимости его от параметров микропрофиля поверхности, площади контакта и режимов работы трансмиссии [8, 9]. Для уменьшения проскальзывания ремня многие авторы предлагают формировать на поверхности шкива регулярный микрорельеф [1, 3, 4, 8]. В данной работе исследовано влияние волнистости микрорельефа фрикционных элементов на эксплуатационные свойства вариаторной передачи.

Таким образом, главной целью данной статьи является разработка математической модели и установление зависимостей между мощностными показателями вариатора и параметрами волнистости микропрофиля деталей.

В процессе работы вариатора при автоматическом изменении передаточного отношения постоянно меняется радиус охвата шкивов, а следовательно, и площадь контакта ремня со шкивом. В результате этого при максимальном передаточном отношении во фрикционном соединении возникает избыточная сила трения, наблюдается снижение коэффициента полезного действия (КПД), так как часть энергии переходит в перегрев элементов и нагрев масла. В качестве опытной вариаторной коробки передач была выбрана коробка передач Jatco JF015E (Япония), используемая в качестве трансмиссии для таких автомобилей, как Renault Kaptur, Renault Megane, Nissan

Tiida, Nissan Juke, Nissan Qashqai, Renault Fluence и LADA VESTA. Для режима работы CVT характерны следующие параметры: номинальная мощность до 80 кВт, крутящий момент от 50 до 170 Н·м, частота вращения ведущего вала от 900 до 5500 мин⁻¹, передаточное отношение 0,8...3,4 [8].

Минимальные потери мощности вариатора можно определить из уравнения силового баланса и определения эффективного значения силы трения, при котором потери мощности будут минимальные.

1. Исследование и расчет эффективного значения силы трения

Исследуемый шкив имеет форму усеченного конуса, контакт ремня осуществляется по боковой поверхности усеченного конуса (рис. 1).

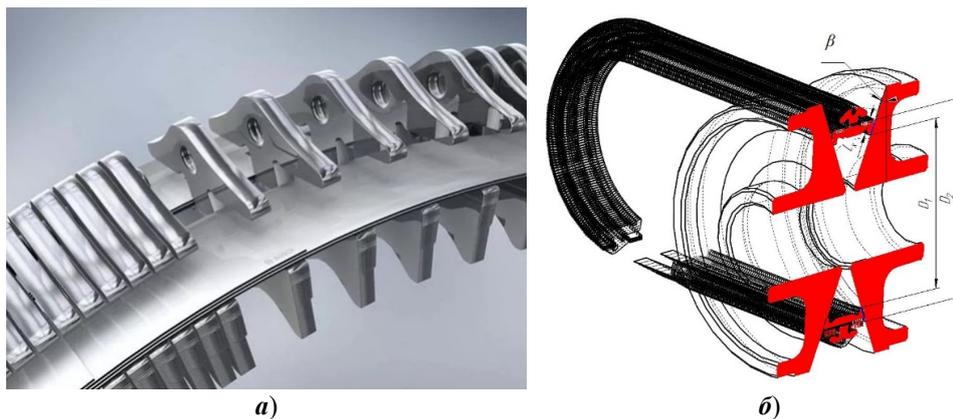


Рис. 1. Основные расчетные размеры фрикционного соединения:
a – конструкция ремня; **б** – схема параметров ремня (D_1 – внутренний диаметр контакта ремня, м; D_2 – наружный диаметр контакта ремня, м; β – угол наклона образующей шкива)

Фактически контакт ремня со шкивом осуществляется на участке, ограниченном диаметрами D_1 и D_2 , которые зависят от режима работы трансмиссии. Образующая шкива наклонена к вертикальной плоскости вращения шкива под некоторым углом β , который конструктивно закладывается на этапе проектирования механизма. В конструкции рассматриваемого вариатора применяется ремень, состоящий из множества металлических звеньев, соединенных между собой при помощи восьми нерастяжимых металлических лент.

Согласно схеме сил, изображенной на рис. 2, в состоянии покоя или на холостом ходу силы натяжения ведомой и ведущей ветвей ремня равны: $F_{н1} = F_{н2}$. Относительное удлинение ведущей и ведомой ветви ремня – различны, при обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает. Данное условие определяется из работ Л. Эйлера. При приложении рабочей нагрузки $F_{тяги}$ происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня такое, что $F_{н1} > F_{н2}$ [10].

Так как давление на ремень в вариаторе является фиксированной величиной, а угол охвата при одинаковой нагрузке и частоте вращения также остается постоянным, то на силу трения первоочередное влияние оказывает коэффициент трения f .

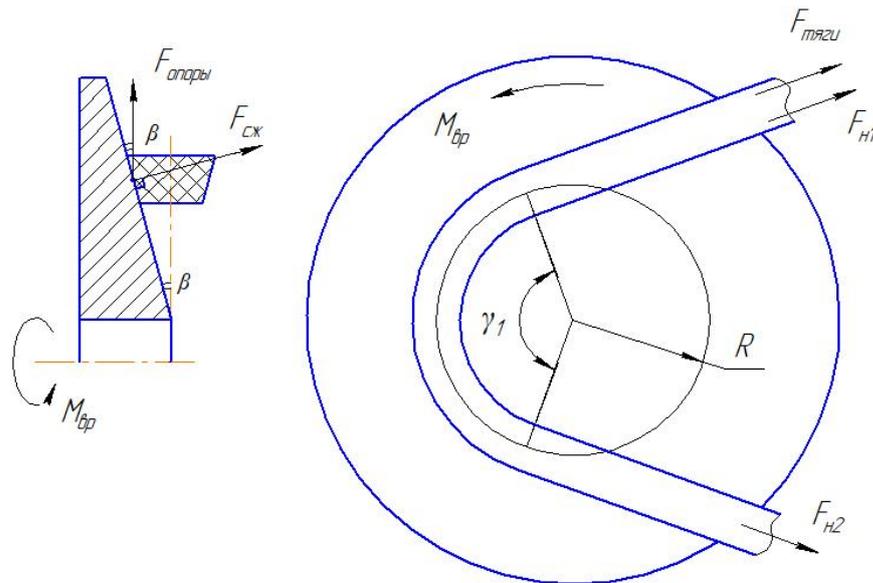


Рис. 2. Схема сил, действующих на область контакта ремня со шкивом:
 $F_{опоры}$ – сила реакции опоры; $F_{сж}$ – сила сжатия ремня; $F_{тяги}$ – сила тяги;
 $F_{н1}$ – сила натяжения ведущей ветви ремня; $F_{н2}$ – сила натяжения ведомой ветви
 ремня; $M_{вр}$ – вращающий момент; γ_1 – угол охвата шкива; R – радиус охвата

В работе [11] А. Г. Суловым подробно изучен параметр коэффициента трения; в работе [12] система адаптирована под частный случай режима работы при нормальном износе, а также установлена его взаимосвязь с параметрами качества поверхностей:

$$f = \frac{\tau_0}{ck'_1\sigma_T} \times \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi F_n Ra W_z H_{max})^{1/3}}{ES_m t_m}}, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения; τ_0 – удельная сдвиговая прочность молекулярных связей, МПа; c – комплексный параметр, характеризующий равновесное состояние поверхностей трения (исследования показали, что этот параметр хорошо характеризует несущую способность поверхностного слоя деталей, определяющую ее эксплуатационные свойства); k'_1 – коэффициент податливости при упругой деформации; σ_T – контактные напряжения в поверхностном слое, МПа; μ – коэффициент Пуассона; F_n – сила, действующая на контактную поверхность, Н; Ra – среднеарифметическое отклонение профиля шероховатости, мкм; W_z – средняя высота волнистости, мкм; H_{max} – отклонения пяти наибольших максимумов профиля (параметр шероховатости), мкм; E – модуль упругости первого рода, МПа; S_m – средний шаг волнистости в поперечном направлении, мкм; t_m – относительная опорная длина профиля на уровне средней линии в поперечном направлении.

Анализ зависимости (1) показал, что в числителе содержатся такие показатели качества поверхности, как средняя высота волнистости W_z и среднеарифметическое отклонение профиля шероховатости Ra . Численное зна-

чение величины W_z превышает параметр Ra на 2–3 порядка, следовательно на коэффициент трения волнистость поверхности будет оказывать более существенное влияние, чем шероховатость. Прежде всего это объясняется тем, что микрогеометрия фрикционных элементов воспринимает нагрузку вершинами выступов неровностей на высотах, образуемых волнистостью поверхности. В контакт первыми вступают противостоящие друг другу на сопряженных поверхностях выступы, сумма высот которых наибольшая. На этих выступах располагаются зоны, из которых складываются фактические пятна касания, представляющие собой элементарную контурную площадку. В этой связи эффективное значение силы трения в данной работе предлагается исследовать при помощи механики контактного взаимодействия.

Для проведения исследований получена фотография поверхности со шкива, демонстрирующая качественный характер волнистости (рис. 3).

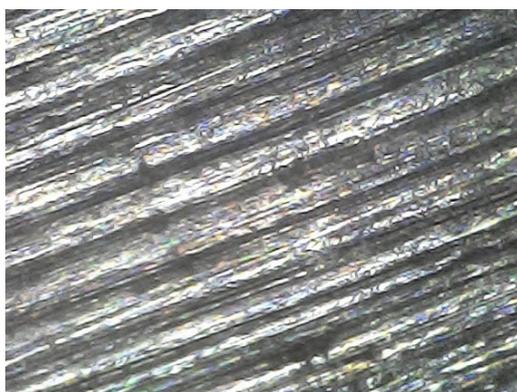


Рис. 3. Фотография поверхности шкива ($\times 1500$)

Фотография размером $2,56 \times 1,92$ мм получена при помощи цифрового микроскопа GVD с увеличением 1500 раз. Анализ полученной фотографии показал, что волнистость поверхности шкива имеет ярко выраженный характер. В работах [13–16] отмечено, что в случае контакта волнистых поверхностей контактное взаимодействие можно рассматривать при помощи контурной площади поверхности. В данном исследовании контурную площадь контакта A_c предлагается определять по зависимости, предложенной Н. Б. Демкиным [13]:

$$A_c = A_a K_B K_w \left[\left(\frac{2r_w}{W_{\max}} \right)^{1/2} I q_a \right]^{v_w / (v_w + \delta_1)}, \quad (2)$$

где A_a – номинальная площадь контакта, m^2 ; K_B – эмпирический коэффициент для контакта волнистой поверхности с плоской; K_w – эмпирический коэффициент для контакта волнистой поверхности с плоской; r_w – средний радиус волн, м; W_{\max} – максимальная высота волн, м; I – комплексный параметр для задач контактного взаимодействия $I = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$, где μ_1 и μ_2 –

коэффициенты Пуассона контактирующих деталей; E_1 и E_2 – модули упругости первого рода, Па; q_a – давление в стыке, Па; ν_w – эмпирический коэффициент для контакта волнистой поверхности с плоской; δ_1 – эмпирический коэффициент для контакта волнистой поверхности с плоской.

Давление в стыке можно определить по зависимости [13]:

$$q_a = K_3 \left(\frac{W_{\max}}{2r_w} \right)^{1/2} \frac{\Sigma}{3\pi I} \epsilon_w^{\nu_w + \delta_1}, \quad (3)$$

где входящие переменные можно определить из следующих зависимостей:

$$K_3 = \frac{\Gamma(2 + \delta_1) \Gamma(\nu_w + 1)}{\Gamma(\nu_w + \delta_1 + 1)}, \quad \epsilon_w = \frac{y_\Gamma}{W_p},$$

где W_p – средняя высота волнистости, м; $y_\Gamma = \left[\frac{3IF_n \cdot \sin \beta}{4(r_w)^{1/2}} \right]^{2/3}$.

Схема геометрических размеров вариатора показана на рис. 4.

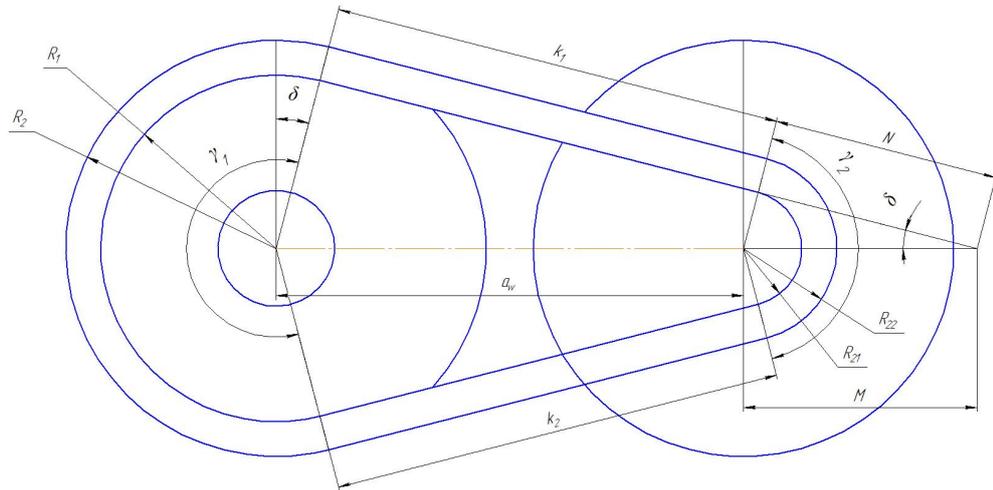


Рис. 4. Геометрические размеры вариатора: R_1 – внутренний радиус охвата ведущего шкива, м; R_2 – внешний радиус охвата ведущего шкива, м; R_{21} – внутренний радиус охвата ведомого шкива, м; R_{22} – внешний радиус охвата ведомого шкива, м; a_w – межосевое расстояние, м; M – опорная линия, м; k_1 – длина ведущей ветви ремня, м; k_2 – длина ведомой ветви ремня, м; δ – угол наклона ветвей шкива; γ_1 – угол охвата ведущего шкива; γ_2 – угол охвата ведомого шкива; N – длина продолжения ведущей ветви, м

Базирование ремня будет осуществляться по меньшему диаметру его расположения D_1 , следовательно для начала нужно определить площадь боковой поверхности усеченного конуса A_k :

$$A_k = \frac{\pi \cdot \left((2L_x \cos \beta + D_1)^2 - D_1^2 \right)}{4 \cos \beta}, \quad (4)$$

где L_x – ширина боковой поверхности ремня, м; D_1 – меньший диаметр расположения ремня, м.

Длина ремня S_0 вычисляется геометрическим способом через сумму углов и зависит от диаметров расположения ремня на шкиве. Определяется суммой длин дуг окружностей охвата ведущего и ведомого шкива (см. рис. 4), а также длинами тяговой и свободной ветвей, так как длина ремня остается постоянной:

$$S_0 = 2(a_w \cos(\delta)) + \frac{\left(2 \left(\frac{\delta \cdot 180}{\pi} \right) + 180 \right) \cdot 2\pi R_1}{360} + \frac{\left(180 - 2 \left(\frac{\delta \cdot 180}{\pi} \right) \right) \cdot 2\pi (R_1 - a_w \sin(\delta))}{360}. \quad (5)$$

Из формулы (5) можно выразить угол наклона ветвей шкива δ :

$$\delta = 2 \arctg \left(\frac{\sqrt{8100\pi^2 a_w^2 - 32400\pi^2 R_1 - 8100S_0^2 + 32400a_w^2}}{90S_0 + 180a_w - 180\pi R_1} - \frac{\sqrt{180\pi^2 \gamma a_w^2 - 32400\pi R_1 S_0 + \pi^2 \gamma^2 a_w^2}}{90S_0 + 180a_w - 180\pi R_1} \right) - 2 \arctg \left(\frac{90\pi a_w + \sqrt{8100\pi^2 a_w^2 - 32400\pi^2 R_1 - 8100S_0^2 + 32400a_w^2}}{90S_0 + 180a_w - 180\pi R_1} - \frac{\sqrt{180\pi^2 \gamma a_w^2 - 32400\pi R_1 S_0 + \pi^2 \gamma^2 a_w^2} - \gamma \pi a_w}{90S_0 + 180a_w - 180\pi R_1} \right).$$

Коэффициент трения в вариаторной передаче зависит от контактной площадки взаимодействия ремня со шкивом, поэтому для определения коэффициента трения необходимо вычислить этот угол охвата и определить площадь контакта. Угол охвата шкива, определяющий коэффициент трения, зависит от угла наклона ветвей шкива δ . Его можно рассчитать геометрическим способом:

$$\gamma = 2\delta + 180. \quad (6)$$

Площадь охвата A_a равна площади сегмента усеченного конуса и вычисляется по формуле:

$$A_a = A_k \frac{\gamma}{360}, \quad (7)$$

где γ – угол охвата шкива

С учетом выражения (4) окончательно получаем зависимость для определения номинальной площади контакта (площади охвата):

$$A_a = \frac{\pi \cdot \left((2L_x \cos\beta + D_1)^2 - D_1^2 \right)}{4 \cos\beta} \cdot \frac{\gamma}{360}. \quad (8)$$

В данном исследовании при числовых значениях $D_1 = 0,05$ м, $L_x = 0,015$ м, $\beta = 20^\circ$, $\gamma = 118,997^\circ$ (вычислен геометрически по формулам (5) и (6)) значение номинальной площади контакта $A_a = 0,874 \cdot 10^{-3}$ м².

В результате получено значение контактной площади $A_c = 1,013 \cdot 10^{-4}$ м² при следующих числовых значениях величин: $A_a = 0,874 \cdot 10^{-3}$ м², $K_B = 1,8$, $K_w = 0,85$, $r_w = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $W_{\max} = 130 \cdot 10^{-6}$, $\mu_1 = 0,28$ (для ремня сталь 40ХС), $\mu_2 = 0,26$ (для шкива сталь 45), $E_1 = 2,5 \cdot 10^{11}$ Па (для ремня сталь 40ХС), $E_2 = 2,17 \cdot 10^{11}$ Па (для ремня шкива 45), $\nu_w = 2$, $\delta_1 = 2,6$.

В зависимости (1) произведение величин комплексного параметра c , коэффициента податливости при упругой деформации k'_1 и контактного напряжения в поверхностном слое σ_T характеризует величину давления на площадке контакта p_r , которое передается через гидравлический механизм натяжения вариатора:

$$p_r = ck'_1\sigma_T. \quad (9)$$

Давления на площадке контакта p_r можно определить через соотношение нормальной нагрузки F_n и контурной площади контакта A_c [12]:

$$p_r = \frac{F_n}{A_c}. \quad (10)$$

При наличии неровностей на рабочих поверхностях контактирующих деталей взаимный контакт осуществляется не по всей плоскости, а по поверхности вершин неровностей с учетом их пластической деформации. Степень деформации зависит от пластичности металлов контактирующих деталей. В случае, если материал деталей различен по физико-химическому составу, происходит взаимное внедрение волн микропрофиля менее пластичного материала в поверхность более пластичного материала [17]. В этой связи в зависимость для определения коэффициента трения f (1) входит удельная сдвиговая мощность молекулярных связей τ_0 . Данный параметр характеризуется физико-механическим состоянием поверхностного слоя контактирующих деталей [10]:

$$\tau_0 = \frac{U_0}{jN_a} - \frac{kT}{j} \ln \frac{\epsilon_0}{\epsilon}, \quad (11)$$

где U_0 – энергия активации ($226T_{pl}$ – при хрупком разрыве, $166T_{pl}$ – при пластическом отгеснении), Дж; j – активационный объем, м³; ϵ_0 – константа скорости простой реакции первого порядка, с⁻¹ (для всех металлов $\epsilon_0 = 10^{12} \dots 10^{13}$ с⁻¹); ϵ – скорость деформации, с⁻¹ ($\epsilon = 10^{-6} \dots 10^{-4}$); N_a – число Авогадро, моль⁻¹; k – постоянная Больцмана, Дж/К; T – температура в зоне контакта, К; T_{pl} – температура плавления, К.

Расчетное значение удельной сдвиговой мощности молекулярных связей для данного исследования $\tau_0 = 335,98$ МПа.

После преобразований зависимость для определения коэффициента трения (1) принимает вид

$$f = \frac{\tau_0 A_c}{F_n} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi F_n R a W_z H_{\max})^{\frac{1}{3}}}{ES_m t_m}}. \quad (12)$$

Таким образом, становится возможно определить значение силы трения $F_{\text{трения}}$, действующей в зоне контакта между ремнем и шкивом:

$$F_{\text{трения}} = F_{\text{опоры}} \cdot f. \quad (13)$$

Согласно рис. 4 при проецировании на вертикальную ось сила реакции опоры равна

$$F_{\text{опоры}} = \frac{F_{\text{сж}}}{\sin \beta}. \quad (14)$$

Сила трения в клиноременной механической передаче вычисляется по формуле

$$F_{\text{трения}} = \frac{F_{\text{сж}} \cdot f}{\sin \beta}, \quad (15)$$

где $F_{\text{сж}} = P_0 \cdot A_c$, P_0 – давление на боковую поверхность ремня.

Окончательно зависимость для определения силы трения $F_{\text{трения}}$ в рассматриваемом клиноременном вариаторе принимает вид

$$F_{\text{трения}} = \frac{P_0 A_c}{\sin \beta} \cdot \frac{\tau_0 A_c}{F_n} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi F_n R a W_z H_{\max})^{\frac{1}{3}}}{ES_m t_m}}. \quad (16)$$

2. Силовой расчет вариаторной передачи

Для обеспечения как можно более эффективной работы вариатора необходимо, чтобы мощность, подведенная от двигателя к вариатору, реализовывалась на выходном валу вариатора с минимальными потерями. То есть максимальный КПД будет достигнут при условии:

$$\eta_{\text{ВП}} = \frac{P_{\text{двиг}}}{P_{\text{реал}}}, \quad (17)$$

где $\eta_{\text{ВП}}$ – КПД вариатора; $P_{\text{двиг}}$ – мощность двигателя автомобиля; $P_{\text{реал}}$ – мощность, реализуемая на ведомом валу вариатора.

Мощность на валу двигателя определяется по формуле

$$P_{\text{двиг}} = M_{\text{вр}} \cdot \frac{n}{9550}. \quad (18)$$

Для повышения эффективности вариатора и снижения механических потерь в ременном приводе значение силы трения должно быть максимально приближено к значению силы тяги. При их равенстве сила тяги, передаваемая от ведущего шкива ремню, будет эффективно реализована без механических потерь на проскальзывание ремня. Поэтому для дальнейших расчетов будет использоваться условие равнозначности сил $F_{\text{тяги}} = F_{\text{трения}}$ с учетом того, что вращающий момент $M_{\text{вр}}$ на ведущем шкиве будет равен произведению силы тяги $F_{\text{тяги}}$ в точке взаимодействия со шкивом на плечо воздействия этой силы $\frac{D_1}{2}$:

$$P_{\text{двиг}} = F_{\text{тяги}} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{n}{9550}. \quad (19)$$

Предложенная математическая модель позволила вывести аналитические зависимости для определения мощности на выходном валу вариатора $P_{\text{реал}}$ и КПД вариатора $\eta_{\text{ВП}}$ с учетом качества поверхности шкивов, в частности волнистости микропрофиля:

$$P_{\text{реал}} = \frac{D_1 n}{2} \cdot \frac{P_0 A_c}{\sin \beta} \cdot \frac{\tau_0 A_c}{F_n} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi F_n Ra W_z H_{\text{max}})^{\frac{1}{3}}}{ES_m t_m}}, \quad (20)$$

$$\eta_{\text{ВП}} = \frac{M_{\text{вр}} \cdot \frac{n}{9550}}{\frac{D_1 n}{2} \cdot \frac{P_0 A_f}{\sin \beta} \cdot \frac{\tau_0 A_f}{F_n} \sqrt{\frac{30(1-\mu^2)(2\pi F_n Ra W_z H_{\text{max}})^{\frac{1}{3}}}{ES_m t_m}}}, \quad (21)$$

где $M_{\text{вр}} = 265,07$ Нм, $n = 31,13$ с⁻¹, $D_1 = 0,18$ м, $P_0 = 200000$ Па, $A_c = 1,013 \cdot 10^{-4}$ м², $\tau_0 = 3087861$ Па, $F_n = 10000$ Н, $\mu = 0,3$, $Ra = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м, $W_z = 111,7 \cdot 10^{-6}$ м, $H_{\text{max}} = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $S_m = 12,8 \cdot 10^{-6}$ м, $t_m = 9,8 \cdot 10^{-4}$ м, $\beta = 15^\circ$.

Для подтверждения математической модели вычисления КПД вариатора в зависимости от волнистости микропрофиля поверхности был проведен эксперимент, который заключался в сравнении расчетного КПД вариатора со

шкивом с известными параметрами волнистости и значениями, снятыми на стенде. Опытный образец шкива вариатора изготовлен из стали (Сталь 45). Обработка поверхности взаимодействия с ремнем осуществлялась на обрабатывающем центре с числовым программным управлением DMG MORI NTX1000 при следующих предварительно заданных режимах обработки точением (табл. 1)

Таблица 1

Параметры процесса обработки шкива

Параметр	Значение
Частота вращения шпинделя станка n , c^{-1}	20,83
Подача s , м/об	0,00048
Скорость резания при чистовом точении v , м/с	3,23
Глубина резания t , м	0,0012

При помощи контуромера CONTUROMATIC TS получены волнограммы поверхности для измерения высотных и шаговых параметров волнистости [8]. Предельные числовые значения W_z следует выбирать из ряда: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм. Средняя высота волнистости по данным волнограмм составила $W_z = 111,7$ мкм. Измерение параметров волнистости штатного шкива показало, что $W_z = 0$ мкм.

В табл. 2 приведены динамические параметры вариатора и используемого двигателя в процессе проведения аналитического расчета.

Таблица 2

Динамические характеристики в процессе испытаний

Параметр	Частота вращения ведущего вала n , c^{-1}	Мощность на ведущем валу $P_{\text{реал}}$, кВт	Крутящий момент на ведущем валу $M_{\text{вр}}$, Нм
Точка 1	12,96	21,72	266,71
Точка 2	31,13	51,83	265,07

В табл. 2 параметр Точка 1 – нижняя граница диапазона частот вращения вариатора. При частоте вращения ведущего вала ниже этого значения автомобиль работает в холостом режиме; при превышении этой частоты происходит начало движения автомобиля. Необходимо вычисление КПД в данной точке, так как трение покоя переходит в трение скольжения и наблюдается максимальный механический износ.

Точка 2 – режим работы вариатора, при котором происходит автоматическое изменение передаточного отношения вариатора. КПД, вычисленный в этой точке, характеризует эффективность эксплуатации автомобиля.

Получены значения КПД, вычисленные по данным табл. 2 в соответствии с формулой (21): $\eta_{\text{вп1}} = 91,63$ % в точке 1 и $\eta_{\text{вп2}} = 94,691$ % в точке 2.

Анализ рис. 5 показал, что с повышением средней высоты волнистости W_p контурная площадь контакта A_c снижается, это обусловлено контактным взаимодействием плоской и волнистой поверхности. При таком взаимодействии единичные площади контакта отдельных волн уменьшаются, следова-

тельно уменьшается и их суммарная площадь A_c . Повышение КПД передачи η обусловлено тем, что при уменьшении площади контакта уменьшается сила трения, которая создает сопротивление. Тем самым сила тяги, передаваемая через шкив и ремень, более полно реализуется, а мощность, передаваемая от двигателя, в большей степени затрачивается на преодоление полезной работы и в меньшей степени затрачивается на нагрев контактирующих деталей.

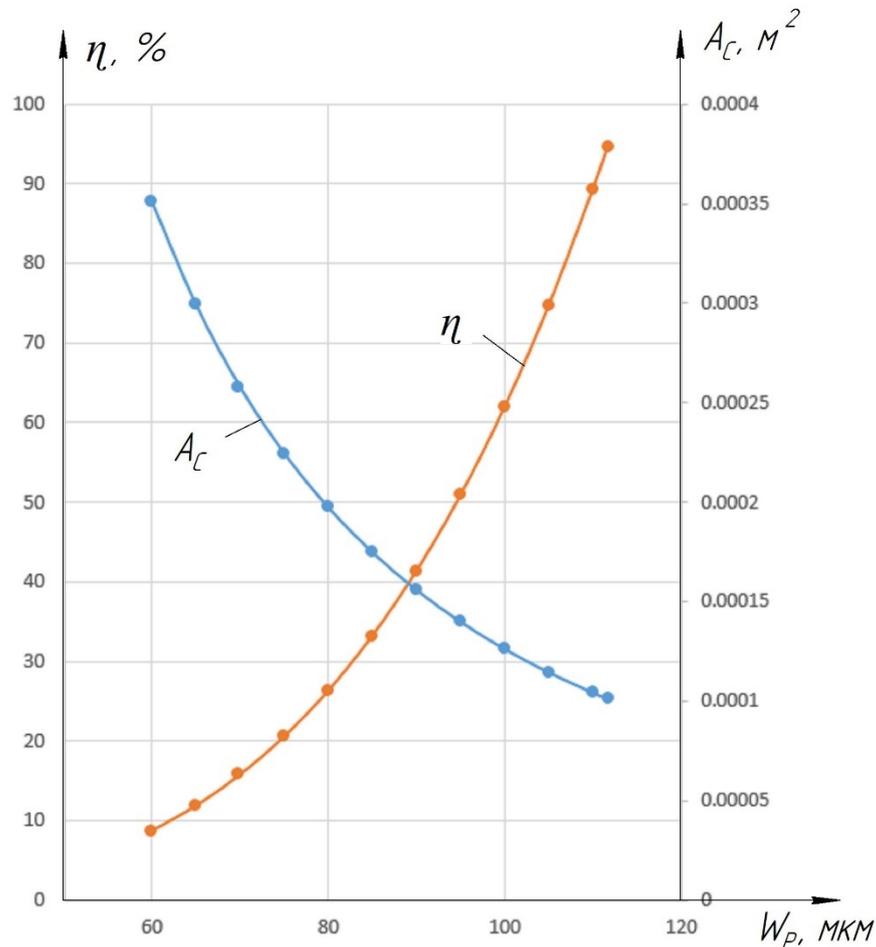


Рис. 5. Графики зависимости контактная площадь контакта A_c и КПД передачи η от средней высоты волнистости W_p

3. Экспериментальная проверка расчетного КПД

Для экспериментальной проверки был разработан и изготовлен стенд для испытания коробок передач [18], отвечающий современным стандартам. В составе стенда присутствуют приборы, указанные в табл. 3.

Кинематическая схема изображена на рис. 6, фотография стенда показана на рис. 7.

Испытание проходило на двух режимах работы испытательного стенда.

Режим испытаний 1. Перед проведением испытания осуществлялся прогрев масла вариатора в течение 30 мин до температуры 333 К на холостых оборотах при частоте вращения ведущего шкива вариатора $8,33 \text{ с}^{-1}$.

Приборы в составе стенда

Наименование	Модель
1. Тяговый электродвигатель	АИР132М4У2
2. Датчик частоты вращения	A5S0DD0
3. Амперметр	IPA10-6-0200-E
4. Вольтметр	DigiTop BM-3
5. Датчик давления масла	Febi 19018
6. Датчик температуры масла	Bosch 0986280404
7. Преобразователь частоты	INNOVERT ISD751M21E
8. Датчик уровня жидкости	Zikmar Z26601R

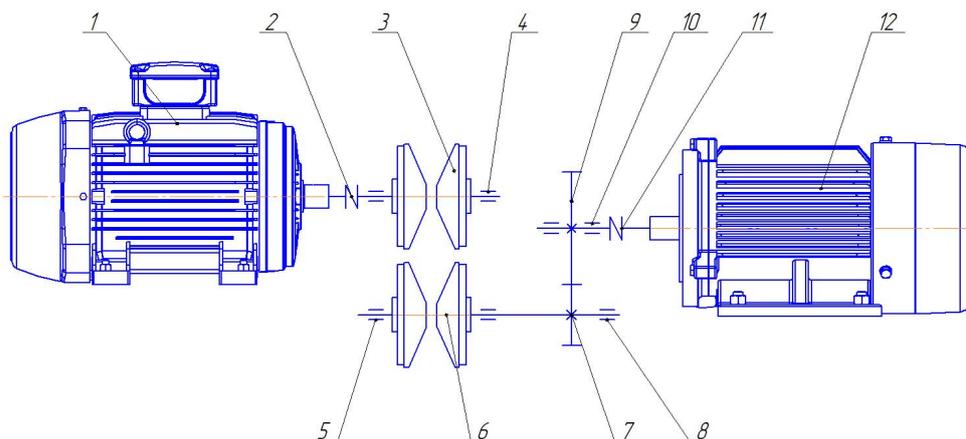


Рис. 6. Кинематическая схема стенда: 1 – тяговый электродвигатель; 2, 11 – шлицевая муфта; 3 – ведущий шкив вариатора; 4 – подшипники ведущего вала вариатора; 5, 8 – подшипники ведомого вала вариатора; 6 – ведомый вал вариатора; 7 – ведущая шестерня; 9 – зубчатый венец дифференциала; 10 – подшипники дифференциала; 12 – нагрузочный электродвигатель

Снятие параметров для вычисления КПД производилось после установившегося режима работы – через 20 мин при постоянной частоте вращения ведущего вала вариатора $6,48 \text{ с}^{-1}$. Передаточное отношение вариатора в процессе проведения испытания составляло 1,22. Напряжение на обмотках статора тягового электродвигателя составило 211В; ток 6,3А.

Режим испытаний 2. Перед проведением испытания осуществлялся прогрев масла вариатора в течение 30 мин до температуры 333 К на холостых оборотах при частоте вращения ведущего шкива вариатора $8,33 \text{ с}^{-1}$.

Снятие параметров для вычисления КПД производилось после установившегося режима работы – через 20 мин при постоянной частоте вращения ведущего вала вариатора $15,57 \text{ с}^{-1}$. Передаточное отношение вариатора в процессе проведения испытания составляло 2. Напряжение на обмотках статора тягового электродвигателя составило 196 В; ток 9,7 А.

Экспериментальное значение КПД вариаторной передачи $\eta_{\text{ВП}}$ можно определить по формуле

$$\eta_{\text{ВП}} = 3,948 \cdot 10^{-2} \frac{M_5 n_1}{U I u_2}, \quad (22)$$

где U – напряжение на обмотках статора ведущего асинхронного электродвигателя, В; I – сила тока на обмотках статора ведущего асинхронного электродвигателя, А; M_5 – крутящий момент тягового электродвигателя, Нм; n_1 – частота вращения ведущего вала, с^{-1} ; u_2 – передаточное отношение вариаторной передачи.



Рис. 7. Стенд для испытания коробок передач

На рис. 8 показаны значения приборов в процессе проведения испытания. Осуществлялось снятие таких характеристик, как частота вращения вала тягового электродвигателя, напряжение и сила тока на обмотках статора тя-

гового электродвигателя. Экспериментальная проверка вариатора с установленными шкивами была выполнена с высотой волнистости $W_z = 111,7$ мкм.

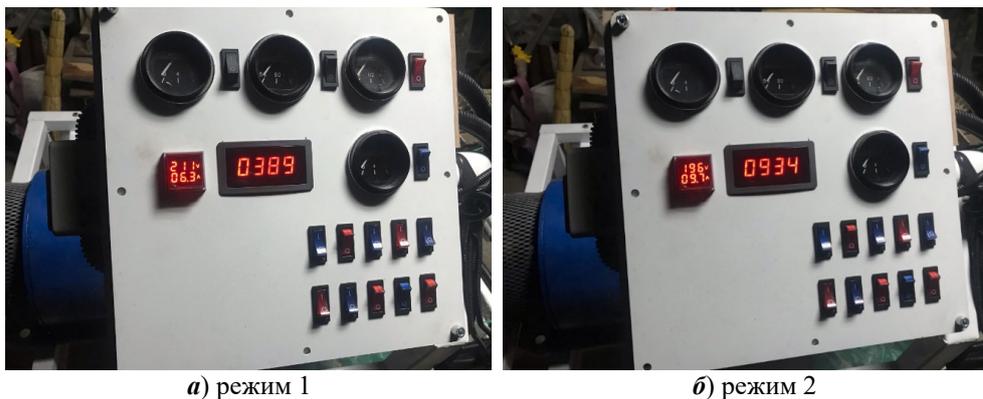


Рис. 8. Снятие характеристик в процессе испытаний вариатора

Экспериментальное значение КПД вариаторной передачи $\eta_{ВП}$ в точках 1 и 2 составили 92,8 и 95,04 % соответственно. Погрешности КПД для каждого режима работы вариатора составили: $\Delta_1 = 1,3$ %, $\Delta_2 = 0,4$ %.

Заключение

Параметры микропрофиля шкивов бесступенчатой трансмиссии влияют на мощностные параметры вариатора. В данной работе предложены аналитические зависимости для определения мощности на выходном валу вариатора и КПД вариатора с учетом качества поверхности шкивов, в частности волнистости микропрофиля. В качестве экспериментальной проверки методики расчета мощностных характеристик от параметров качества фрикционной пары шкив-ремень были изготовлены шкивы вариатора. Оценка микропрофиля производилась посредством снятия волнограмм. Мощностные характеристики были получены при помощи испытательного стенда. Произведено сравнение расчетных значений мощностных параметров и значений, полученных на практике. Измеренные значения соответствуют расчетным, погрешность измерения не превышает 2 %.

Список литературы

1. Generalova A., Zverovshchikov A., Nikulin A. Surface undulation parameters of continuously variable transmission friction during turning // Journal of King Saud University – Engineering Sciences. 2022. doi: 10.1016/j.jksues.2022.06.001 URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1018363922000605>
2. Генералова А. А., Никулин А. А. Обеспечение точности позиционирования ответственных деталей в бесступенчатой трансмиссии // Современные технологии в машиностроении : сб. ст. XXII Междунар. науч.-практ. конф. Пенза : Приволжский Дом знаний, 2019. С. 21–24.
3. Yamazaki M., Kato Y., Nakahara T., Ichihashi T. Research on Improvement of Transmission Efficiency by Improving Friction Coefficient Between Elements and Pulleys of a Belt CVT // Review of automotive engineering. 2008. Vol. 29. P. 485–492.
4. Yagyaev E., Shron L., Meniuk D. Increasing the operational reliability of car variators due to creating regular surface microrelief by laser ablation // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 889. P. 012007.

5. Aladagli I. Advanced CVT Modeling and Control. Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, 2015. 151 p.
6. Zverovshchikov A. E., Generalova A. A., Nikulin A. A. Ensuring the performance characteristics of a friction V-belt variator // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 16979. P. 042079.
7. Generalova A. A., Nikulin A. A. Increasing the Vehicle's Dynamic Performance by Developing a Continuously Variable Transmission // *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, № 18. P. 6866–6875.
8. Генералова А. А., Зверовщиков А. Е., Никулин А. А. Влияние автоколебаний в процессе токарной обработки на формирование волнистости шкивов автомобильных вариаторов // *Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки*. 2022. № 4. С. 108–121. doi: 10.21685/2072-3059-2022-3-11
9. Генералова А. А., Никулин А. А. Разработка процесса изготовления шкива бесступенчатой трансмиссии легкового автомобиля // *Наука и бизнес: Пути развития*. 2019. № 1. С. 21–26.
10. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1989. 496 с.
11. Суслов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М. : Машиностроение, 2000. 320 с.
12. Шелковой А. Н., Мироненко Е. В., Ключко А. А. Критерии формирования структур и параметров систем обработки, обеспечивающих заданные эксплуатационные свойства закаленных крупномодульных зубчатых колес // *Сучасні технології в машинобудуванні*. 2013. № 8. С. 185–200.
13. Демкин Н. Б., Рыжов Э. В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М. : Машиностроение, 1981. 244 с.
14. Ланков А. А. Исследование контакта волнистых шероховатых поверхностей : дис. ... канд. техн. наук : 05.00.00. Калинин, 1971. 203 с.
15. Тихомиров В. П., Измеров М. А. Влияние волнистости и шероховатости поверхности на нормальную контактную жесткость плоского стыка // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2019. № 12. С. 4–12. doi: 10.30987/1999-8775-2019-2019-12-4-12
16. Тихомиров В. П., Воробьев В. И., Измеров М. А., Стрекалов Н. Н., Пугачев А. А. Уменьшение теплового сопротивления между корпусом силового полупроводникового прибора и его радиатором // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2017. № 2. С. 104–113. doi: 10.12737/article_59353e29a48eb2.21116479 (дата обращения: 31.05.2023).
17. Базров Б. М. Модульная технология в машиностроении. М. : Машиностроение, 2001.
18. Пат. 2801509 РФ. Стенд для испытания механических и бесступенчатых коробок передач легковых автомобилей / Генералова А. А., Никулин А. А., Зверовщиков А. Е. № 2022111894 ; заявл. 29.04.2022 ; зарег. 09.08.2023.

Referents

1. Generalova A., Zverovshchikov A., Nikulin A. Surface undulation parameters of continuously variable transmission friction during turning. *Journal of King Saud University – Engineering Sciences*. 2022. doi: 10.1016/j.jksues.2022.06.001 Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1018363922000605>
2. Generalova A.A., Nikulin A.A. Ensuring the positioning accuracy of critical parts in a continuously variable transmission. *Sovremennye tekhnologii v mashinostroenii: sb. st. XXII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. = Modern technologies in mechanical engineering: proceedings of the 22nd International scientific and practical conference*. Penza: Privolzhskiy Dom znaniy, 2019:21–24. (In Russ.)

3. Yamazaki M., Kato Y., Nakahara T., Ichihashi T. Research on Improvement of Transmission Efficiency by Improving Friction Coefficient Between Elements and Pulleys of a Belt CVT. *Review of automotive engineering*. 2008;29:485–492.
4. Yagyaev E., Shron L., Meniuk D. Increasing the operational reliability of car variators due to creating regular surface microrelief by laser ablation. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2020;889:012007.
5. Aladaglı I. *Advanced CVT Modeling and Control*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2015:151.
6. Zverovshchikov A.E., Generalova A.A., Nikulin A.A. Ensuring the performance characteristics of a friction V-belt variator. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;16979:042079.
7. Generalova A.A., Nikulin A.A. Increasing the Vehicle's Dynamic Performance by Developing a Continuously Variable Transmission. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019;14(18):6866–6875.
8. Generalova A.A., Zverovshchikov A.E., Nikulin A.A. The impact of self-oscillations during rotary machining on undulation of sheaves in variable transmissions of motor vehicles. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskije nauki = University proceedings. Volga region. Engineering sciences*. 2022;(4):108–121. (In Russ.). doi: 10.21685/2072-3059-2022-3-11
9. Generalova A.A., Nikulin A.A. Development of a process for manufacturing a pulley for a continuously variable transmission of a passenger car. *Nauka i biznes: Puti razvitiya = Science and business: Paths of development*. 2019;(1):21–26. (In Russ.)
10. Reshetov D.N. *Detali mashin: uchebnik dlya mashinostroitel'nykh i mekhanicheskikh spetsial'nostey vuzov. 4-e izd., pererab. i dop. = Machine parts: a textbook for mechanical engineering and mechanical specialties at universities. The 4th edition, revised and supplemented*. Moscow: Mashinostroenie, 1989:496. (In Russ.)
11. Suslov A.G. *Kachestvo poverkhnostnogo sloya detaley mashin = Quality of the surface layer of machine parts*. Moscow: Mashinostroenie, 2000:320. (In Russ.)
12. Shelkovoy A.N., Mironenko E.V., Klochko A.A. Criteria for the formation of structures and parameters of processing systems that ensure the specified performance properties of hardened coarse-grained gears. *Suchasni tekhnologii v mashinobuduvanni = Modern technologies in mechanical engineering*. 2013;(8):185–200. (In Russ.)
13. Demkin N.B., Ryzhov E.V. *Kachestvo poverkhnosti i kontakt detaley mashin = Surface quality and contact of machine parts*. Moscow: Mashinostroenie, 1981:244. (In Russ.)
14. Lankov A.A. *Study of contact of wavy rough surfaces*. PhD dissertation: 05.00.00. Kalinin, 1971:203. (In Russ.)
15. Tikhomirov V.P., Izmerov M.A. Effect of waviness and surface roughness on the normal contact stiffness of a flat joint. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2019;(12):4–12. (In Russ.). doi: 10.30987/1999-8775-2019-2019-12-4-12
16. Tikhomirov V.P., Vorob'ev V.I., Izmerov M.A., Strekalov N.N., Pugachev A.A. Reducing the thermal resistance between the body of a power semiconductor device and its radiator. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Bulletin of the Bryansk State Technical University*. 2017;(2):104–113. (In Russ.). doi: 10.12737/article_59353e29a48eb2.21116479 (accessed 31.05.2023).
17. Bazrov B.M. *Modul'naya tekhnologiya v mashinostroyenii = Modular technology in mechanical engineering*. Moscow: Mashinostroenie, 2001. (In Russ.)
18. Patent 2801509 Russian Federation. Test bench for mechanical and continuously variable transmissions of passenger cars. Generalova A.A., Nikulin A.A., Zverovshchikov A.E. No. 2022111894; appl. 29.04.2022; reg. 09.08.2023.

Информация об авторах / Information about the authors

Александра Александровна Генералова

кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры транспортных машин,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: generalova_aa@mail.ru

Aleksandra A. Generalova

Candidate of engineering sciences,
associate professor, associate professor
of the sub-department of transport
machines, Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Александр Евгеньевич Зверовщиков

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой технологий
и оборудования машиностроения,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: azwer@mail.ru

Aleksandr E. Zverovshchikov

Doctor of engineering sciences, professor,
head of the sub-department of mechanical
engineering technologies and equipment,
Penza State University (40 Krasnaya
street, Penza, Russia)

Артём Анатольевич Никулин

аспирант, Пензенский
государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)

E-mail: artem.nikulin2003@yandex.ru

Artem A. Nikulin

Postgraduate student, Penza State
University (40 Krasnaya street,
Penza, Russia)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов / The authors declare no conflicts of interests.

Поступила в редакцию / Received 22.12.2022

Поступила после рецензирования и доработки / Revised 24.05.2023

Принята к публикации / Accepted 11.07.2023