

Обеспечение эксплуатационных свойств соединений деталей машин

Д.Б. Горохов^a, А.С. Кожевников^b

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^agorokhov@brstu.ru, ^bkozhevnikovart@inbox.ru

Статья поступила 18.07.2016, принята 20.08.2016

Рассмотрены некоторые свойства соединений деталей машин: износостойкость, коэффициент трения, контактная жесткость, герметичность, прочность посадок с натягом, усталостная прочность, коррозионная стойкость. Указано, что исходными данными для проектирования соединений являются конструктивные параметры контактирующих деталей, параметры макро- и микрогеометрии, физико-механические свойства, а также величина приложенной нагрузки. При использовании покрытий в качестве исходных параметров можно рассматривать их толщину и соотношение физико-механических характеристик. Для определения эксплуатационных свойств необходимо определить напряженно-деформированное состояние в зоне контакта (ширину зоны контакта и распределение контактного давления) и контактные характеристики (относительную площадь контакта, плотность зазоров в стыке, сближение поверхностей). При оптимизации конструкции соединений деталей машин целесообразно использовать метод исследования пространства параметров, апробированный при проектировании уплотнительных соединений. Приведена структурная схема оптимального проектирования уплотнительных соединений.

Ключевые слова: соединения деталей машин; износостойкость; коэффициент трения; контактная жесткость; герметичность; прочность посадок с натягом; усталостная прочность; коррозионная стойкость; оптимальное проектирование.

Supplying of joints of machine parts and devices operating ability

D.B. Gorokhov^a, A.S. Kozhevnikov^b

Bratsk State University; 40, Makarenko st., Bratsk, Russia

^agorokhov@brstu.ru, ^bkozhevnikovart@inbox.ru

Received 18.07.2016, accepted 20.08.2016

Some properties of joints of machine parts are considered, such as wear resistance, friction coefficient, contact stiffness, tightness, interference fit strength, fatigue strength, corrosion resistance. It is shown that the initial data for constructing joints are construct parameters of contact details, parameters of macro- and microgeometries, physical and mechanical properties, and magnitude of the applied load. When using the coatings as the initial data, their thickness and the ratio of physical and mechanical properties can be used. To determine operation properties, it is necessary to determine tension-deformation state in the contact zone (contact zone width and contact pressure distribution) and contact features (relative contact area, tightness of interface gaps, convergence of surfaces). While optimizing the construction of the joints of machine parts, it is expedient to use the method of parameter space analysis, approved when constructing sealing joints. Block diagram is shown for optimal construction of the sealing joints.

Key words: joints of machine parts; wear resistance; friction coefficient; contact stiffness; tightness; interference fit strength; fatigue strength; corrosion resistance; optimal projecting.

Введение

Многие эксплуатационные свойства, определяющие надежность и долговечность соединений деталей машин — износостойкость, коэффициент трения, контактная жесткость, герметичность, прочность посадок, усталостная прочность, коррозионная стойкость, электро- и термоконтактное сопротивление и другие — в значительной мере зависят от контактного взаимодействия, характеризующегося видом контакта, фактической площадью контакта, сближением поверхностей, условиями эксплуатации.

Наличие на контактирующих деталях машин микро- и макроотклонений приводит к малым значениям фактической площади контакта, составляющей небольшую часть от номинальной. Это приводит к большим на-

грузкам на фактической площади контакта, существенным деформациям поверхностных слоев, пластическому течению материала, что соответственно сказывается на эксплуатационных свойствах соединений деталей машин. Рассмотрим более подробно некоторые из основных эксплуатационных свойств.

Износостойкость определяет способность поверхностных слоев сопротивляться разрушению при трении. Износ приводит к потере точности, снижению КПД, увеличению зазоров в сопряжениях и динамических нагрузок и в 80 % случаев является причиной выхода их строя машин и их узлов и агрегатов [1].

В соответствии с условиями основной расчетной схемы [2] интенсивность изнашивания вычисляем по формуле:

$$I = \xi \frac{b\varepsilon^{v+1} R_{\max}}{(v+1)nd} \eta_c, \quad (1)$$

где ξ — коэффициент, учитывающий отличие геометрической характеристики поверхности — опорной кривой $t_p(\varepsilon)$ — от относительной площади фактического контакта h_{cr} ($\xi = 0,5$ при упругом контакте, $\xi = 1$ — при пластическом); d — средний диаметр элементарной зоны фактического контакта; $\eta_c = A_c/A_a$; n — число циклов фрикционного взаимодействия.

Рассмотрим, например, упругий контакт при $\eta_c = 1$. Относительное сближение в этом случае:

$$\varepsilon = \left(\frac{(2\pi\omega)^{0.5}}{b} \frac{\Gamma(v+1.5)}{\Gamma(v+1)} Fq \right)^{\frac{1}{v+0.5}}.$$

Тогда получим:

$$\varepsilon = (KF_q)^{1/(v+0.5)}, \quad (2)$$

где $K = \frac{(2\pi\omega)^{0.5}}{b} \frac{\Gamma(v+1.5)}{\Gamma(v+1)}$.

Средний диаметр зоны контакта:

$$d_y = 2\sqrt{rR_{\max}\varepsilon/v}. \quad (3)$$

Подставляя (2) и (3) в (1), получим:

$$I = \frac{0,5(v\pi)^{0.5}}{(v+1)n_y} \cdot \frac{\Gamma(v+1,5)}{\Gamma(v+1)} q_c \Theta.$$

Число циклов фрикционного взаимодействия, приводящего к разрушению, определяем по формуле [2]:

$$n_y = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_\varepsilon} \right)^{t_y},$$

где σ_0 , t_y — контакты фрикционной усталости, выбираемые из таблиц. Амплитудное значение действующего напряжения на контакте:

$$\sigma_\varepsilon = K_f^y \left(\frac{2}{\omega} \right)^{0.5} \left(\frac{K}{F_q^{2v}} \right)^{\frac{1}{2v+1}} q_c,$$

где:

$$K_f^y = \begin{cases} 2\pi^{-1} \sqrt{4f^2(1-\mu+\mu^2) + (1-2\mu)}, & \sigma_B^P / \sigma_B^C \approx 1; \\ 4\pi^{-1} f(1+\mu), & \sigma_B^P / \sigma_B^C \ll 1; \end{cases}$$

σ_B^P , σ_B^C — пределы материала соответственно при растяжении и сжатии.

Число циклов до разрушения:

$$n_y = \left(\frac{1}{K_f^y} \left(\frac{\omega}{2} \right)^{0.5} \left(\frac{F_q^{2v}}{K} \right)^{\frac{1}{2v+1}} \frac{\sigma_0}{q_c} \right)^{t_y}.$$

Аналогичное выражение можно получить для других видов контакта.

Для определения коэффициента трения используют молекулярно-механическую теорию трения И.В. Крагельского [3; 4]. Возникающая при скольжении отдельной неровности сила трения:

$$T_i = T_{Mi} + T_{Di},$$

где T_{Mi} и T_{Di} — соответственно ее молекулярная и деформационная составляющие.

Например, при упругом контакте:

$$T_{Mi} = (\tau_0 + \beta q_{ri}) \pi r R_{\max} (\varepsilon - u),$$

где τ_0 , β — параметры, характеризующие физико-механическое состояние поверхностей трения;

$$q_{ri} = \frac{N_i}{A_{ri}} = \frac{4r^{0.5} R_{\max}^{1.5} (\varepsilon - u)^{1.5}}{3\Theta \pi r (\varepsilon - u)} = \frac{4R^{0.5} (\varepsilon - u)^{0.5}}{3\Theta \pi r^{0.5}}.$$

Деформационная составляющая:

$$T_{Di} = \frac{0,25\alpha_{\varepsilon\phi} R_{\max}^2 (\varepsilon - u)}{\Theta},$$

где $\alpha_{\varepsilon\phi} = 2,5a_r$, a_r — коэффициент гистерезисных потерь при одноосном растяжении – сжатии.

Расчетное значение коэффициента трения:

$$f = \frac{\int_0^\varepsilon T_i dn_r}{\int_0^\varepsilon N_i dn_r} = \tau_0 \Theta \frac{\pi^{0.5} \Gamma(v+1,5)}{\Gamma(v+1)} \frac{r^{0.5}}{R_{\max}^{0.5} \varepsilon^{0.5}} + \beta + \frac{\alpha_{\varepsilon\phi} \Gamma(v+1,5)}{2\pi^{0.5} (v+1) \Gamma(v+1)} \frac{R_{\max}^{0.5} \varepsilon^{0.5}}{r^{0.5}}, \quad (4)$$

где ε — это относительное сближение поверхностей.

При увеличении сближения $h = R_{\max}\varepsilon$ между трущимися поверхностями молекулярная составляющая внешнего трения уменьшается, а деформационная — возрастает. В определенных условиях f проходит через минимум. Относительное сближение для этого случая:

$$\varepsilon = 6(v+1)\tau_0\Theta \frac{r}{R_{\max}}.$$

Учитывая, что $\eta_r = 0,5b\varepsilon^v$, представим выражение (4) в виде:

$$f = \frac{\tau_0 \eta_r}{2^{0.5} q_c} + \beta + K_1 \frac{q_c \Theta}{\eta_r},$$

где $K_1 = \frac{b\alpha_{\varepsilon\phi}}{2^{0.5}(v+1)} \left[\frac{\Gamma(v+1,5)}{\Gamma(v+1)} \right]^2$.

Полученное выражение позволяет оценить влияние контактных давлений и относительной площади контакта на коэффициент трения.

Контактная жесткость характеризует способность поверхностных слоев контактирующих тел сопротивляться действию деформирующих их сил и оказывает влияние на точность работы оборудования, установки деталей в приспособлениях и станках, обработки и сборки. Знание контактной жесткости необхо-

димо для расчета фактической площади контакта, интенсивности изнашивания, герметичности, прочности соединений с натягом. Контактная жесткость в значительной степени зависит от качества поверхности сопрягаемых деталей и, следовательно, от технологии их изготовления [5]:

$$j = q_a / y_k,$$

где q_a — номинальное давление на площадь контакта; y_k — контактные перемещения за счет деформации макроотклонений, волнистости и шероховатости, которая может быть определена расчетным путем [4; 6; 7 и др.] или экспериментально [2; 8; 9].

Зависимость контактных перемещений от удельных нагрузок при различном состоянии контактирующих поверхностей носит параболический характер, что подтверждает достоверность теоретических уравнений:

$$y = Cq_a^m,$$

где C и m — коэффициенты, характеризующие контактную жесткость деталей машин. Знание их позволяет рассчитать контактную жесткость деталей машин:

$$j = C^{-1} q_a^{1-m}.$$

Значения C и m для оценки средней контактной жесткости приведены в работе [1].

Герметичность — это свойство соединений обеспечивать допустимую величину утечки, определяемую из условий нормальной работы различных систем и оборудования, безопасности людей, охраны окружающей среды. Для количественной оценки герметичности используют скорость утечки — массу или объем среды по периметру уплотнения. Методика определения величины утечки через стык уплотнительных соединений приведена в работах [10–12 и др.].

Для оценки герметизирующей способности используют комплексные параметры — безразмерный коэффициент сопротивления C_w или безразмерный коэффициент проводимости $C_u = 1 / C_w$.

$$C_u = \frac{\Lambda^3 K_f v_i}{8(1-\eta)^2 K_i}, \quad (6)$$

где Λ — плотность зазоров в стыке; η — относительная площадь контакта; K_f — коэффициент, учитывающий потери, обусловленные конструктивными элементами и местными преградами; K_i — коэффициент извилистости; v_i — доля эффективных микроканалов, по которым происходит утечка.

Для газообразной среды погонную величину утечки при равномерном распределении контактного давления определяют по формуле:

$$Q_l = C_g C_u,$$

где $C_g = \frac{R_{\max}^3 (p_1^2 - p_2^2)}{2l\mu}$, p_1 и p_2 — давление среды на входе и выходе соединения; μ — динамическая вязкость; l — ширина зоны уплотнения.

Особенностью расчета герметичности соединений, работающих под высоким давлением [13], является необходимость использования модели реального газа, состояние которого описывается в вириальной форме. При этом с ростом температуры диапазон применения модели идеального газа увеличивается.

При расчете коэффициента по выражению (6) используются усредненные показатели величин Λ , v_i , η . Для повышения точности расчетов авторами [14] предложен интегральный показатель, учитывающий распределение величины C_u для отдельных микроканалов.

Влияние характеристик упрочняемого материала на герметизирующую способность соединений рассмотрено в работе [15], где показано, что влияние параметров ε , E^* и n весьма существенно.

Прочность посадок с натягом — способность передавать осевые нагрузки или крутящий момент без взаимного проскальзывания деталей.

Для определения наибольшего осевого усилия, которым может быть нагружено соединение P , и наибольшего крутящего момента T используют выражения:

$$P = fq\pi dl; \quad T = fq\pi d^2 l / 2.$$

Давление q связано с натягом δ зависимостью:

$$q = \frac{\delta}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)d},$$

где $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1$; $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2$; E_i и ν_i — модули упругости и Пуассона; d — диаметр натяга; d_1 — внутренний диаметр, охватывающий детали; d_2 — наружный диаметр, охватывающий детали.

По данным [1]:

$$\delta = \Delta - 0,5[H_{\max 1} + H_{\max 2} + W_{z1} + W_{z2} + 5(R_{a1} + R_{a2})],$$

где Δ — минимальный табличный натяг.

Для высоконапряженных прессовых соединений при расчете коэффициента трения следует использовать выражение (3) и данные работы [16].

Усталостная прочность — способность сопротивляться разрушению при действии переменных нагрузок. Многими исследователями установлено, что рычаги разрушения деталей машин от усталости зарождаются на их поверхности [17], поэтому усталостная прочность деталей машин в значительной мере должна определяться состоянием их поверхностных слоев. Неровности, образующиеся на поверхности деталей при обработке, являются концентраторами напряжений. Коэффициент концентрации равен:

$$\alpha_\sigma = 1 + \frac{200}{t_m S_m} [2R_{\max} (R_{\max} - R_p)]^{0,5}.$$

Сопротивление усталости деталей машин зависит от величины и знака поверхностных остаточных напряжений, глубины их залегания, максимальной высоты неровностей и глубины их сглаживания, среднего шага

неровностей и относительной длины опорной линии на уровне средней линии.

Коррозионная стойкость — способность поверхностных слоев сопротивляться разрушающему действию внешней среды [1; 18]. Степень зависимости ее от параметров шероховатости невелика, в основном она определяется физико-механическим состоянием поверхностного слоя. Изменение коррозионной стойкости деталей при механической обработке можно представить уравнением:

$$v = v_0 \left(1,1u^4 + 4u^3 - 4,1u^2 \right) \left(28 \cdot 10^6 \frac{R_v}{t_m^2 S_m^2} \right)^{2/3},$$

где v_0 и v — скорости растворения (коррозии) детали до и после ее обработки; u — степень упрочнения.

Ниже представлена общая схема определения вышеперечисленных основных эксплуатационных свойств (рис. 1).



Рис. 1. Схема определения эксплуатационных свойств деталей машин

Исходными данными являются конструктивные параметры контактирующих деталей, параметры макро- и микрогеометрии, физико-механические свойства и величина приложенной нагрузки, которые, с учетом внешних воздействий, определяют напряженно-деформированное состояние в зоне контакта. В результате необходимо установить площадь контакта и распределение контактного давления.

Оптимальное проектирование соединений деталей машин на примере уплотнительных соединений. Методология оптимального проектирования уплотнительных соединений (рис. 2) была разработана авторами [10; 19] и базировалась на методе исследования пространства параметров [20]. В дальнейшем практическая реализация имела место в работах [21–23] при проектировании затворов трубопроводной арматуры при условии упругого контактирования шероховатых поверхностей. Как указано автором [24], при проекти-

ровании уплотнительных соединений к пространству исходных параметров можно добавить еще два параметра механических свойств менее прочного материала — предел текучести σ_y и экспоненту упрочнения n . С одной стороны, уменьшение значения σ_y приводит к улучшению герметичности, с другой стороны, при недостаточной величине σ_y будут отсеиваться комбинации пространства исходных параметров из-за невыполнения условий прочности и обеспечения заданного ресурса.

Дальнейшее развитие предлагаемой методики оптимального проектирования, на наш взгляд, возможно за счет совершенствования используемых математических моделей (рис. 2), в частности жесткостной модели слоистого тела при использовании топокомполитов. Так, например, результаты работ [25–29] позволяют в качестве исходных параметров использовать толщину покрытия уплотнительных соединений и соотношение их физико-механических характеристик при упругом, вязкоупругом и упругопластическом деформировании покрытия. Введение новых параметров, несомненно, приведет к совершенствованию конструкций уплотнительных соединений.

Вышесказанное свидетельствует о действенности предложенного системного подхода к проблеме оптимального проектирования соединений деталей машин с учетом полученных достижений и путей его дальнейшего совершенствования. Такой подход к решению сложных многопараметрических и многокритериальных задач проектирования конструкций, как указано автором [30], следует считать правильным и перспективным.

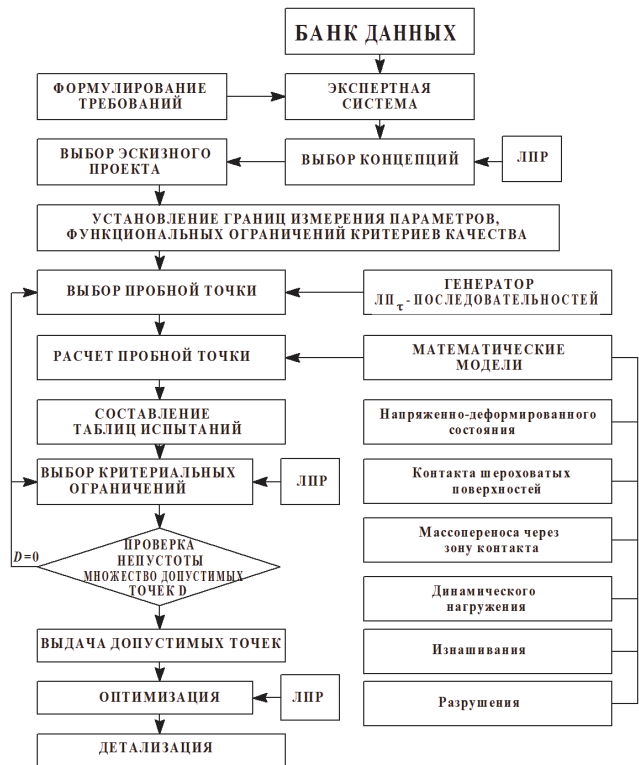


Рис. 2. Структурная схема оптимального проектирования уплотнительных соединений

Заключение

1. Как следует из приведенного обзора и системного анализа эксплуатационных свойств соединений деталей машин, исходными параметрами для их проектирования являются конструктивные параметры контактирующих деталей, параметры макро- и микрогеометрии, физико-механические свойства, величина приложенной нагрузки.

2. При использовании топокомполитов в качестве исходных параметров можно рассматривать толщину покрытия и соотношения их физико-механических характеристик.

3. Для определения эксплуатационных свойств необходимо решить следующие задачи:

- определить напряженно-деформированное состояние в зоне контакта (ширину зоны контакта и распределение контактного давления);

- определить контактные характеристики (относительную площадь контакта, плотность зазоров в стыке, сближение поверхностей).

4. Для оптимизации конструкции соединений деталей машин целесообразно использовать метод исследования пространства параметров, разработанный в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова РАН и апробированный при проектировании уплотнительных соединений.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России, в рамках госзадания № 2014/10 (проект № 1754) на 2016 г.

Литература

1. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
2. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение контактной жесткости соединений. М.: Наука, 1977. 100 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
4. Крагельский И.В., Добычин Н.М., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1974. 526 с.
5. Рыжов Э.В., Суслов А.Г., Федоров В.П. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.
6. Демкин Н.Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.
7. Демкин Н.Б. Теория контакта реальных поверхностей и трибология // Трение и износ. 1995. Т. 16, № 6. С. 1003–1025.
8. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
9. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 193 с.
10. Огар П.М. Контактные характеристики и герметичность неподвижных стыков пневмогидропливных систем двигателей летательных аппаратов: дис. ... д-ра техн. наук. Самара, 1997. 345 с.
11. Огар П.М., Герасимов С.В., Сухов О.Ю., Глинов С.Н. Моделирование массопереноса через стык шероховатых поверхностей // Математическое моделирование численные методы и комплексы программ: межвуз. тем. сб. тр. Вып. 7. СПб., 2001. Вып. 7. С. 108–116.

12. Огар П.М., Корсак И.И. Влияние характеристик тяжело нагруженного стыка шероховатых поверхностей на герметичность. Братск: БрИИ, 1989. 110 с. Деп. в ВИНТИ, № 6109-В90.

13. Огар П.М., Тарасов В.А. Проектирование затворов специальной трубопроводной арматуры: монография. Братск: Изд-во БрГУ, 2014. 191 с.

14. Огар П.М., Тарасов В.А., Корсак И.И. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры. Братск, 2012.

15. Алпатов Ю.Н., Тарасов В.А., Турченко А.В. Влияние характеристик упрочняемого материала на герметизирующую способность соединений // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2. С. 83-88.

16. Огар П.М., Сухов О.Ю. Контактные характеристики высоконапряженных прессовых соединений // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. Красноярск, 2001. Вып. 7. С. 332–337.

17. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1983. 224 с.

18. Суслов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.

19. Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирование уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во МАИ, 2000. 296 с.

20. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. 175 с.

21. Огар П.М., Тарасов В.А., Черемных А.Н. Проектирование затворов трубопроводной арматуры // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и технические науки. 2006. Т. 2. С. 307-316.

22. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Многокритериальный подход к проектированию затворов трубопроводной арматуры // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3. С. 6-10.

23. Белокобыльский С.В., Огар П.М., Тарасов В.А. Оптимальное проектирование затворов трубопроводной арматуры с уплотнением «металл-металл» // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 3. С. 9-15.

24. Тарасов В.А. Совершенствование методики проектирования затворов при упругопластическом контакте шероховатых поверхностей // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 191-194.

25. Огар П.М., Максимова О.В., Тарасов В.А. Относительная площадь контакта при взаимодействии шероховатой поверхности с упругим слоистым полупространством // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 3(19). С. 49-51.

26. Огар П.М., Максимова О.В., Тарасов В.А. Влияние толщины покрытия на относительную площадь контакта сопряжений деталей машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 13-15.

27. Огар П.М., Тарасов В.А., Максимова О.В. Контактное проектирование шероховатой поверхности через слой вязкоупругого покрытия / Проблемы механики современных машин: М-лы междунар. конф. Улан-Удэ: ВГСТУ, 2012. Т. 3. С. 20-24.

28. Огар П.М., Тарасов В.А., Турченко А.В. Контактное проектирование жесткой шероховатой поверхности через слой упругопластического покрытия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 3. С. 42-45.

29. Тарасов В.А., Горохов Д.Б., Кожевников А.С. Моделирование контакта жесткой шероховатой поверхности через слой покрытия // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. 2014. № 2. С. 47-55.

30. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машино-строение, 1984. 224 с.

References

1. Suslov A.G. The quality of the surface layer of machine parts. M.: Mashinostroyeniye, 2000. 320 p.
2. Suslov A.G. Technological support contact stiffness compounds. M.: Nauka, 1977. 100 p.
3. Kragelsky I.V. Friction and wear. M.: Mashinostroyeniye, 1968. 480 p.
4. Kragelsky I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.T. Basics of calculations for friction and wear. M.: Mashinostroyeniye, 1977. 526 p.
5. Ryzhov E.V., Suslov A.G., Fedorov V.P. Technological maintenance of operational properties of machine parts. M.: Engineering, 1979. 176 p.
6. Demkin N.B., Ryzhov E.V. The surface quality and the contact of machine parts. M.: Mashinostroyeniye, 1981. 244 p.
7. Demkin N.B. The theory of the actual contact surfaces and tribology // Friction and Wear. 1995. T. 16. № 6. S. 1003-1025.
8. Levina Z.M., Rechetov D.N. Contact stiffness of machines. M.: Mashinostroyeniye, 1971. 264 p.
9. Ryzhov E.V. Contact stiffness of machine parts. M.: Mashinostroyeniye, 1966. 193 p.
10. Ogar P.M. Contact characteristics and the tightness of fixed joints of pneumohydraulic and fuel systems of engines flying machines: dis. ... d-ra tekhn. nauk. Bratsk, 1997. 345 s.
11. Ogar P.M., Gerasimov S.V., Sukhov O.J., Glinov S.N. Modeling of mass transfer through the joint rough surfaces // Mathematical modeling, numerical methods and complexes of programs.: Intercollege. thematic. Sat. tr. Vol. 7. SPb.: SPGASU, 2001, pp 108-116.
12. Ogar P.M., Korsak I.I., The influence of the heavy-laden interface of rough surfaces characteristics on leaktightness. – Bratsk: BrGI, 1989. – 110p. – Dep. in VINITI, № 6109-B90.
13. Ogar P.M., Tarasov V.A. Design of the special pipeline valves // Bratsk: Izd-vo BrGU, 2014. 191 p.
14. Ogar P.M., Tarasov V.A., Korsak I.I. Optimal design of the pipeline valves // Bratsk: Izd-vo BrGU, 2012. 145 p.
15. Alpatov Yu.N., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Impact of the hardenable material characteristics on the joints sealing property // Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye. 2012. № 2. S. 83-88.
16. Ogar P.M., Sukhov O.J. Contact characteristics highly stressed joints of press // Vehicles Siberia: Hi. Sat. scientific. tr. Vyp.7. Krasnoyarsk: CPI KSTU, 2001, pp 332-337.
17. Kogan, V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. The calculations of machine parts and structures for strength and durability. M.: Mashinostroyeniye, 1983. 224 p.
18. Suslov A.G., Dalsky A.M. Scientific fundamentals of mechanical engineering technology. M.: Mashinostroyeniye, 2002. 684 p.
19. Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. The foundation of theory and practice sealing joints of aircraft pneumohydroarmature. M.: Izd-vo MAI, 2000. 296 p.
20. Sobol I.M., Statnikov R.B. Optimal parameters choice in multiple-criteria tasks. M.: Drofa: 2006. 175 p.
21. Ogar P.M., Tarasov V.A., Cheremnykh A.N. Pipeline valve seals design // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki. 2006. № 2. P. 307-316.
22. Belokobylsky S.V., Ogar P.M., Tarasov B.A. Multicriterion approach to the pipeline valves designing // Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye. 2007. № 15. P. 6-10.
23. Belokobylsky S.V., Ogar P.M., Tarasov V.A. Optimal design of the pipeline valves with «metall-to-metall» seal // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2009. № 3. P. 9-15.
24. Tarasov V.A. Improvements of techniques for designing seals under rough surfaces elastoplastic contact // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Estestvennyye i inzhenernyye nauki. 2012. № 1. P. 191-194.
25. Ogar P.M., Maksimova O.V., Tarasov V.A. The relative area of contact when interacting with the rough surface of a layered elastic half-space // Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovanie. 2008. № 3. P. 49-51.
26. Ogar P.M., Maksimova O.V., Tarasov V.A. The influence of the coating thickness on the relative area of contact conjugations of machine parts // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2009. № 2. P. 13-15.
27. Ogar P.M., Tarasov V.A., Maksimova O.V. The contacting a rough surface through a layer of viscoelastic coating / Problems of modern machines: Material of the international Conf. Ulan-Ude: ESSTU, 2012. V. 3. P. 20-24.
28. Ogar P.M., Tarasov V.A., Turchenko A.V. Rough rigid surface contacting through the elastoplastic coating layer // Sovremennye tekhnologii. Sistemny analiz. Modelirovaniye. 2012. № 3. S. 42-45.
29. Tarasov V.A., Gorokhov D.B., Kozhevnikov A.S. Simulation contact of rigid roughened surface through the coating layer // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. 2014. T. 2. P. 47-55.
30. Frolov K.V. Methods of improving the machines and modern problems of Mechanical Engineering. M.: Mashinostroyeniye, 1984. 224 p.