

Список литературы: 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4089604/31-27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. №32. 2. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4142341/31-27; заявл. 05.11.86; опубл. 15.03.90, Бюл. №10. 3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 4063606/31-27; заявл. 25.02.86; опубл. 07.05.88, Бюл. №17. 4. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов*. – 44415191/31 – 27; заявл. 15.06.88; опубл. 23.08.90, Бюл. №31. 5. *Попов А.П.* Научные основы проектирования зубчатых муфт [Текст] / *А.П. Попов* // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С.99-111. 6. *Попов А.П.* Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / *А.П. Попов*. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с. 7. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / *А.П. Попов*. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с.

Поступила в редакцию 09.04.2013

УДК 621.833

Инновационные зубчатые муфты судовых энергетических установок / А.П. Попов, О.И. Савенков, Л.А. Попова // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.99-108. – Бібліогр.: 7 назв.

В роботі вперше на основі криволінійних твірних змінної кривизни бічних поверхонь зубів втулки розроблені зубчасті муфти, нечутливі до розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів.

Ключові слова: передачі, зуби, модифікація, перекіс, вісі, навантаження.

For the first time the gear couplings non-sensitive to axes disalignments of the ship units shafts have been carried out on the basis of curvilinear generatrices of the bush teeth flank.

Keywords: gear couplings, teeth, modification, disalignment, axes, load.

УДК 621.833.7: 614.84

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ СИСТЕМ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Изложены основные принципы проектирования силовых систем с позиции трибофатики, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов противопожарной техники. Оценены выбор материала, площадь контакта, ресурсное проектирование и размеры поперечных сечений проектируемых несущих элементов.

Ключевые слова: силовая система, несущий элемент, ресурсное проектирование, надежность, трибофатика.

Постановка проблемы. Специфика эксплуатации противопожарной техники, а именно: повышенные требования к надежности, возможность многократных перегрузок, высокий коэффициент динамичности, интенсивный абразивный износ и т.д. требует надежной, научно обоснованной расчетно-проектировочной базы для разработки новой и модернизации старой техники для проведения работ по тушению пожаров. Исходя из специфики условий эксплуатации автолестниц пожарных типа АЛ-30(131)ПМ506, коленчатых подъемников типа АКП-30 и др., необходимо использовать трибофатический подход к выполнению проектировочных и проверочных расчетов несущих элементов этих машин с целью оптимизации их конструкций при их модернизации.

Анализ последних достижений и публикаций. Оптимизацией конструирования силовых систем в среднем машиностроении Украины зани-

© О.Г. Приймаков, О.В. Устиненко, 2013

маться специалисты ИПП им. Г. Писаренко [1] и авторы настоящей статьи [2-4].

Постановка задачи и ее решение. Задача исследования формулируется следующим образом: установить основные критерии, по которым выполняются проектировочные и проверочные расчеты несущих элементов противопожарной техники с позиции трибофатики.

В обычной практике расчетов отдельных деталей на прочность при проектировании [2-3] решают две основные задачи. 1) размеры поперечного сечения детали и 2) выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны. При проектировании силовых систем решаются более сложные задачи, чем при расчетах на прочность. Во-первых, требуется определить размеры не одного, а двух элементов системы в сложных условиях нагружения, а также выбрать материалы для их изготовления. Во-вторых, надо учесть работу системы как целого, т.е. принять во внимание и прямой, и обратный эффекты.

Наше намерение состоит не в том, чтобы дать здесь пример выполнения проектного расчета конкретной силовой системы, а в том, чтобы изложить принципы проектирования Сосновского-Трошенко и сравнительно проанализировать различные результаты расчета силовых систем (а) традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и/или износостойкости) и (б) методами трибофатики (по комплексным критериям износостойкостного повреждения) [2-4]. Поэтому мы будем рассматривать лишь простейшие силовые системы. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактных, так и неконтактных (повторно-переменных) нагрузок.

Определение размера поперечного сечения. Определим диаметр вала силовой системы, которая работает при фрикционно-механической усталости. Условие прочности с коэффициентом запаса n_{σ} следует записать с учетом прямого эффекта

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1\tau}}{n_{\sigma}}, \quad (1)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение. Величину $\sigma_{-1\tau}$ (предела выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износостойкостных испытаний), либо расчетным методом, например, по формуле [1]:

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}. \quad (2)$$

Пусть вал диаметром d изгибается моментом M . Тогда, как известно, наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma = \frac{M}{W} \frac{M}{\pi d^3/32}, \quad (3)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Учитывая (3) в (4), найдем, с учетом (2), необходимый диаметр вала:

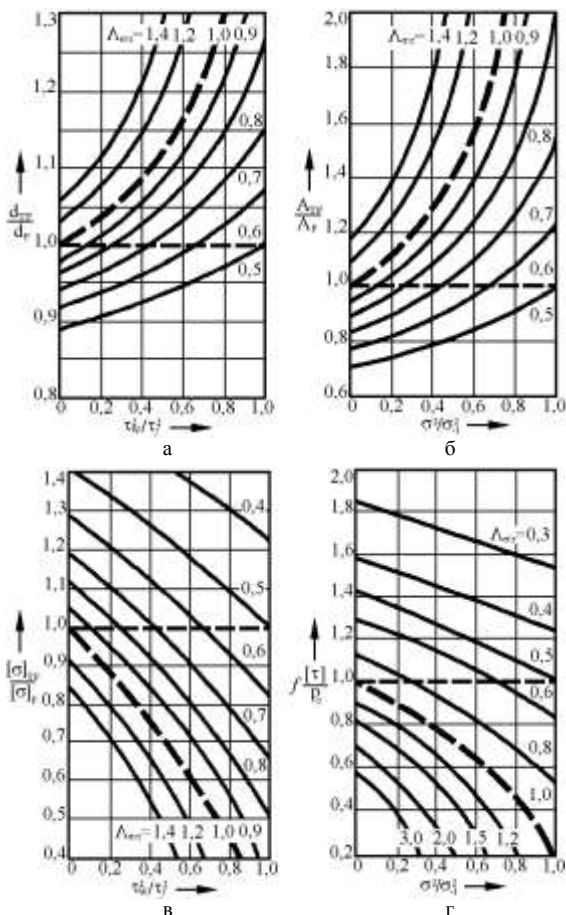


Рисунок 1 – Основные решения задачи проектирования силовых систем:

а – определение диаметра вала; б – определение площади контакта; в – выбор материала; г – определение коэффициента трения

нией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ либо $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

Пусть, например, $\tau_0^2/\tau_f^2 = 0.5$. Тогда оказывается, что $d_{TF}/d_F \approx 1,12$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$, и $d_{TF}/d_F \approx 1,2$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А в случае, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,5$, имеем $d_{TF} \approx 0,93d_F$. Конкретные значения параметра $\Lambda_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения-разупрочнения материалов, принятых для элементов силовой системы, и условий ее эксплуатации.

Общее заключение таково: диаметр вала, определенный по критерию трибофаттики, может быть существенно меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков.

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma\tau}}}} \quad (4)$$

Таким образом, в рамках трибофаттики (TF) требуемый диаметр вала (d_{TF}) можно определить либо по комплексной характеристике износоусталостного повреждения ($\sigma_{-1\tau}$), либо по отдельным характеристикам сопротивления усталости (σ_{-1}) и износоустойчивости (τ_f) – в зависимости от того, какими результатами экспериментов располагает расчетчик.

Графический анализ формулы (4) дан на рисунке 1, а, где осью ординат служит отношение d_{TF}/d_F диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения (d_{TF}) либо по критерию механической усталости (d_F); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Случаю $d_{TF} = d_F$ соответствует горизонтальный пунктир на рисунке 1, а. Учет процессов трения и изнашивания при $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией;

Определение площади контакта. Эту задачу решим для силовой системы, которая работает при контактно-механической усталости. В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта

$$p_0 \leq [p] = \frac{p_{f\sigma}}{n_{p\sigma}}, \quad (5)$$

где $[p]$ – допускаемое контактное давление. Величину $p_{f\sigma}$ (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин серии СИ), либо расчетным методом, [1]

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (6)$$

Рассмотрим далее случаи контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (5) с учетом (6) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта,

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (7)$$

Зная величину площади контакта (7) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца). Анализ условия (7) аналогичен анализу условия (4) и дан на рисунке 1,б. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \leq A_T$ или $A_{TF} \geq A_T$. Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию трибофаттики (A_{TF}), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была определена по критерию "чистого" трения (A_T).

Выбор материала. В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (1). Перепишем его в следующем виде,

$$\frac{\sigma_{-1\tau}}{n_{\sigma\tau}} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (8)$$

Из (8) с учетом (2) имеем

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \sigma. \quad (9)$$

Из (9) определяем допускаемое напряжение по критерию износоустойчивости $[\sigma]_{TF}$, а по нему – конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

Графический анализ условия (9) представлен на рисунке 1,в, при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

Таблица – Коэффициенты запаса прочности

Коэффициенты запаса	Требования к надежности	
	средние	повышенные
$[n]$	1,4 – 1,6	1,5 – 1,8

Нормативные значения $[n_\sigma]$ коэффициента запаса применительно к расчету элементов конструкций на механическую усталость приведены в таблице, там же даны рекомендуемые коэффициенты $n_{\sigma\tau}$ применительно к расчету элементов силовых систем по критерию износоусталостного повреждения. Видно, что $n_{\sigma\tau} < n$; это один из эффективных путей снижения конструктивной массы изделия при обеспечении требуемой эксплуатационной надежности его наиболее ответственных силовых систем.

$n_{\sigma\tau}$	1,2 – 1,3	1,3 – 1,5
------------------	-----------	-----------

Далее рассмотрим аналогичную задачу о выборе материала для подшипника скольжения. Имеем

$$\frac{\tau_{f\sigma}}{n} = [\tau] \geq \tau_W. \quad (10)$$

Далее получаем

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_W. \quad (11)$$

Зная допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\tau]_{TF}$, выбираем конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности. Если рекомендации по выбору $n_{\tau\sigma}$ отсутствуют, в первом приближении можно принять $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ согласно таблице.

Требования к коэффициенту трения. Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения. Здесь кратко рассмотрим иную задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в силовой системе обеспечивался требуемый запас прочности? Тем самым признается, что коэффициент трения, хотя бы и опосредованно, влияет на процессы изнашивания в силовой системе.

Запишем условие проверки прочности обычной пары трения [1-2],

$$\tau_W = fp_a \leq [\tau], \quad (12)$$

из которого применительно к силовой системе, работающей в условиях фрикционно-механической усталости, получим требование для выбора коэффициента трения

$$f_{TF} \leq \frac{[\tau]_{TF}}{p_a}. \quad (13)$$

Из (13) с учетом (11) имеем

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\tau\sigma}}. \quad (14)$$

Графический анализ формулы (14) дан на рисунке 1,г.

Подчеркнем: формула (13) или (14) дает ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в силовой системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность.

Ресурсное проектирование. Если проектирование по предельному состоянию

издавна является, как отмечалось, традиционным методом, то ресурсное проектирование пришло в машиностроение лишь в последние десятилетия [1-4]. Оно базируется обычно на моделях оценки долговечности в заданных условиях эксплуатации. Условие прочности имеет вид

$$N \geq N_R, \quad (15)$$

т.е. расчетная долговечность N не должна быть меньше нормативного ресурса N_R , установленного в результате технико-экономического обоснования. Методы расчета долговечности N изложены в [2].

Поскольку применительно к силовым системам разработана процедура учета взаимодействия повреждений от контактной и неконтактной нагрузок, то для целей проектирования можно использовать не условие (15), а, например, формулу для расчета требуемого диаметра вала

$$d_R \geq \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1}\sqrt{\Lambda_{\sigma/\tau} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (16)$$

где параметр ресурса

$$K_R = \left(\frac{N_R}{N_{G\sigma}}\right)^{\frac{1}{m_{\sigma\tau}}}. \quad (17)$$

Пусть для заданной силовой системы каким-либо нормативным документом установлен требуемый технический ресурс N_R . Тогда по формуле (17) вычисляют величину параметра K_R , а, зная его, по формуле (16) находят диаметр вала, который обеспечивает требуемую величину N_R . В формуле (17) $N_{G\sigma}$ и $m_{\sigma\tau}$ – параметры кривой усталости (в соответствующих условиях), которые определяют либо экспериментально (например, на машинах серии СИ), либо расчетным методом. [1-2].

Сравнение результатов расчета долговечности силовых систем методами трибофатики (N_{TF}) и традиционными методами (N_T) показывает (рисунок 2), что неучет взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных контактной и неконтактной нагрузками, приводит к большой погрешности.

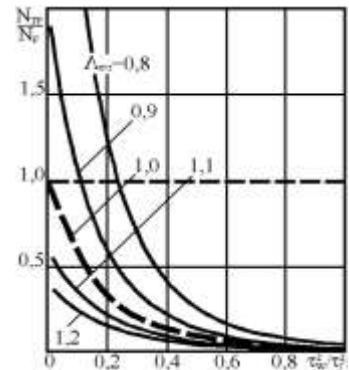


Рисунок 2 – Сравнение результатов ресурсного проектирования силовых систем ($m=12$)

Проектирование с учетом надежности.

Обобщенную систему условий надежности построим на базе статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом.

Система базируется на основополагающем представлении, что опасный объем равен нулю, если поле действующих напряжений оказывается неповреждающим, так что, следовательно, вероятность отказа $P=0$. И, напротив, вероятность отказа наступает лишь при условии, что в том или ином элементе силовой системы с некоторой вероятностью обнаруживается соответствующий опасный объем (V_{Py} , S_{Py}); это равносильно возникновению ненулевого

повреждения ($\omega > 0$). Комплексный опасный объем $W_{P\gamma}$ при износоусталостном повреждении определяется как соответствующая функция частных опасных объемов $V_{P\gamma}$ и $S_{P\gamma}$ с учетом взаимодействия повреждающих явлений.

Условие надежности имеет вид

$$P(\sigma, \tau_w) \leq [P], \quad (18)$$

либо

$$Q(\sigma, \tau_w) = 1 - P(\sigma, \tau_w) \geq [Q]. \quad (19)$$

Таковы основные теоретические предпосылки расчета с позиции трибофатиги.

Выводы. Таким образом, создана методология проектирования силовых систем с позиции трибофатиги, обеспечивающей оптимальное конструирование несущих элементов аварийно-спасательной инженерной и противопожарной техники.

Перспективы дальнейших исследований. По мнению авторов в ближайшее время трибофатигический подход станет ключевым при расчете и проектировании несущих элементов противопожарной техники, поэтому начатое исследование есть актуальным и практически целесообразным.

Список литературы: 1. Троценко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Троценко. – Киев: Наукова думка, 1981. – 343с. 2. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофатиги: Монография. – Харьков: Оберіг, 2012. – 302с. 3. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 383с. 4. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырев Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач: Монография. – Харьков: Оберіг, 2010. – 112с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833.7: 614.84

Основы проектирования несущих элементов силовых систем в машиностроении / А.Г. Примаков, А.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.108-114. – Бібліогр.: 4 назв.

Викладені основні принципи проектування силових систем з позиції трибофатиги, що забезпечує оптимальне конструювання несучих елементів аварійно-рятувальної, інженерної та протипожежної техніки. Оцінено вибір матеріалу, площа контакту, ресурсне проектування та розміри поперечних перетинів несучих елементів що проектуються.

Ключові слова: силова система, несучий елемент, ресурсне проектування, надійність, трибофатига.

The basic principles for the design of power systems from the perspective of Tribo-Fatigue, ensuring optimal design of load-bearing elements of rescue, engineering and fire-fighting equipment. Evaluated the choice of material, the contact area, resource planning and cross-sectional designed bearing elements.

Keywords: power system, the carrier, resource planning, reliability, tribo-fatigue.

УДК 621.833.7: 614.84

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., проф., доцент каф. ОТО АСР НУГЗУ, Харьков;
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";
В.А. ГУЗЕНКО, к.т.н., доц., начальник каф. ОТО АСР НУГЗУ

ТРЕХВОЛНОВЫЕ СИЛОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Предложены новые конструкции силовых трехволновых зубчатых передач для приводных си-