

Осуществляя интегрирование полученной системы уравнений с использованием метода дискретной ортогонализации, позволяющего автоматически удовлетворять условиям идеального механического контакта слоев, а также, суммируя тригонометрические ряды разложения напряжений $\sigma_{11}, \sigma_{12}, \sigma_{22}, \sigma_{13}, \sigma_{23}, \sigma_{33}$, получаем решение задачи о трехмерном НДС многослойной оболочки с высокой степенью точности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новожилов В.В. Основы нелинейной теории упругости. М.: -Л.: Гостехиздат, 1984. 212 с.
2. Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Панкратова Н.Д. Статика анизотропных толстостенных оболочек. Киев.: Вища школа, 1985. 190 с.
3. Бакулин В.Н. Использование уравнений трехмерной теории упругости для решения задач динамики многослойных оболочек. /Известия вузов. Авиационная техника. 1985. № 3. С. 7-12.

621.01

УДЕЛЬНАЯ НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ КРИТЕРИЙ СРАВНЕНИЯ И ПОДОБИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Канд. техн. наук, доц. Л.А. АНДРИЕНКО, ассист. А.Н. ПЕТРОВСКИЙ

Мотивируется применение в практике проектирования механических передач универсального критерия удельной нагрузочной способности.

Рассмотрена обобщенная модель механической передачи, которая состоит из двух упругих изотропных рабочих тел вращения, установленных на абсолютно-жестких опорах и взаимодействующих посредством геометрической связи. Критерий удельной нагрузочной способности определен как отношение приводного момента к объему рабочих тел и имеет размерность напряжения МПа. На основе анализа теоретической модели критерий представлен в виде произведения функции допускаемых напряжений и безразмерной функции формы. Раскрыт физический смысл критерия. Это средняя энергия упругой деформации нагруженных рабочих тел, приходящаяся на единицу объема и численно равная условному постоянному напря-

жению.

Обоснована возможность применения критерия удельной нагрузочной способности для сравнения разнотипных и разно-размерных передач. Для наиболее известных передач приведены формулы приближенного расчета критерия.

Удельная нагрузочная способность может рассматриваться как критерий подобия однотипных передач. Критериальное проектирование сводится к определению значений функций допускаемых напряжений, функций формы и удельной нагрузочной способности. Далее по номинальному значению приводного момента определяют объем рабочих тел, в котором ведется конструирование деталей с выполнением необходимых проверочных расчетов.

Отмечается эффективность применения критерия в аналитическом проектировании передач с высокими показателями конкурентоспособности.

Современное машиноведение традиционно рассматривает механические передачи как устройства общего назначения, отличающиеся структурой и связями между звеньями. К структурным признакам механической передачи относят форму и количество звеньев, их взаимное расположение, количество связей между звеньями, число ступеней изменения частоты вращения, а также их передаточные числа. В качестве связей используются различные типы зубчатых и винтовых зацеплений, упруго-фрикционный контакт гладких поверхностей и гибкие звенья – цепи, ремни, ленты и тросы различных конструкций.

В промышленности распространен достаточно узкий круг передач, наиболее полно удовлетворяющих назначению известных машин, что обеспечивает их добротное воспроизводство на базе обширной стандартизации и конструктивно-технологической преемственности. Непрерывное совершенствование технологических процессов и накопленный опыт эксплуатации традиционных моделей позволяют продлевать их жизненный цикл на десятки лет.

Процесс отбора предпочтительных передач носил эмпирический характер и, как правило, был результатом изобретательности разработчиков и естественного промышленного отбора. Рост потребительских требований и жесткая конкуренция в современном машиностроении показали, что большинство известных моделей машин и входящих в них передач морально устарели. Стало очевидно, что процесс создания новых моделей не может обойтись эмпирическим подходом и требуется развитие аналитических методов проектирования.

Под аналитическим проектированием мы понимаем разработку и применение математических алгоритмов, позволяющих определить структуру, связи и исполнительные размеры передач, обеспечивающие конкурентоспособность потребительских свойств и технических характеристик.

Разработка таких алгоритмов предполагает выявление критериев сравнения разнотипных передач и их применение в выборе рационального варианта. Если выбор сделан удачно,

передача будет эффективной (высокие значения передаваемой нагрузки при минимальных размерах и массе) и экономичной (высокий коэффициент полезного действия – КПД). Необходимо также, чтобы передача имела требуемый ресурс, достаточную точность, допустимые вибрационные и шумовые характеристики, невысокую стоимость изготовления, была доступна для технического осмотра, а в случае отказа подлежала нетрудоемкому ремонту или замене.

Многообразие потребительских свойств, структурных схем и связей определяет задачу сравнения механических передач как многовариантную и многопараметрическую.

Для сравнения эффективности машин и механизмов с различной структурой и/или размерами принято использовать показатели мощности или крутящего момента, приходящиеся на единицы массы или объема. Эти показатели характеризуют удельную нагрузочную способность и, как будет показано ниже, не зависят от линейных размеров механизмов и величины нагрузки, что и позволяет применять их в качестве универсальных критериев сравнения.

В целях использования удельной нагрузочной способности в качестве универсального критерия сравнения механических передач, рассмотрим обобщенную статическую модель передачи, состоящую из двух упругих изотропных рабочих тел вращения, установленных на абсолютно-жестких опорах и взаимодействующих посредством геометрической связи, см. рисунок. Отметим, что термин «рабочее тело» был применен Д.Н. Решетовым в статье [3], посвященной сравнению передач, в качестве общего функционального признака разнотипных звеньев: зубчатых колес, звездочек, шкивов и т. п. Представленную модель будем называть обобщенной механической передачей.

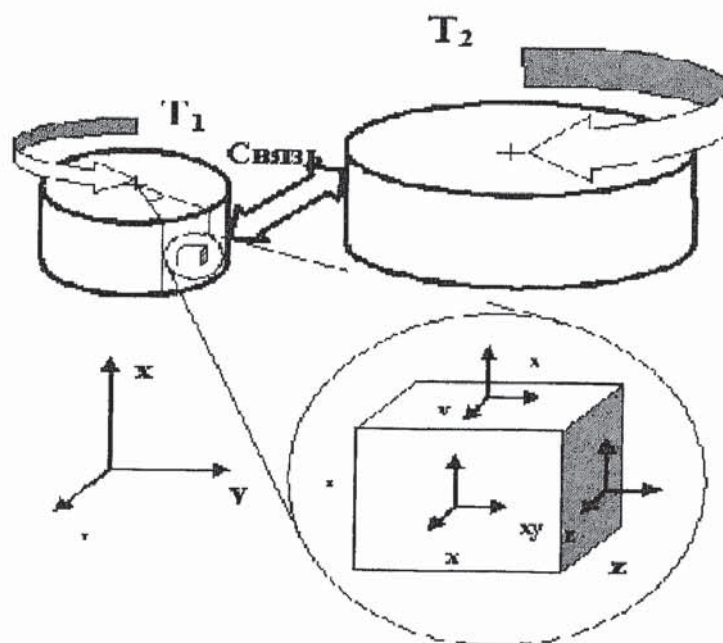


Рис. 1 Обобщенная механическая передача в виде двух рабочих тел вращения, взаимодействующих посредством геометрической связи

Для описания напряженного состояния рабочих тел воспользуемся величиной энергии упругой деформации, накопленной в единице объема нагруженного рабочего тела и затрачен-

ной на изменение его формы [4].

$$U_f = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + \frac{1}{2G} (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2), \quad (1)$$

где: U_f – удельная энергия упругой деформации формоизменения, МПа; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненты напряжений, МПа; E – модуль упругости при растяжении и сжатии, МПа; G – модуль упругости при сдвиге, МПа; ν – коэффициент Пуассона.

Полная энергия формоизменения рабочих тел равна работе A момента T_1 , воспринимаемого ведущим телом на угловом смещении, соответствующем их упругой деформации:

$$A = \int_0^\varphi T_1 d\varphi = \oint_V U_f dv, \quad (2)$$

где: φ – угловое смещение ведущего звена, воспринимающего момент T_1 ; $d\varphi$ – элемент углового смещения ведущего звена; V – объем рабочих тел; dv – элемент объема.

Следуя принципу теории упругости о незначительности величин деформаций относительно размеров деформируемых тел, момент, воспринимаемый ведущим рабочим телом, будем представлять аппроксимирующей функцией вида:

$$T_1 = C\varphi^k, \quad (3)$$

где C – коэффициент, характеризующий упругие свойства рабочих тел; k – показатель степени аппроксимирующей функции.

Для граничных условий из (2) следует:

$$T_1 = \frac{(k+1)}{\varphi} \oint_V U_f dv, \quad (4)$$

откуда получены выражения для удельной нагрузочной способности по объему:

$$t_V = \frac{T_1}{V_c} = \frac{(k+1)}{\varphi V_c} \oint_V U_f dv, \quad (5)$$

и массе:

$$t_M = \frac{T_1}{M} = \frac{(k+1)}{\varphi M} \oint_V U_f dv \quad (6)$$

где: V_c – объем приведения, м³; M – масса рабочих тел, кг/м³.

Отношение t_V и t_M определяет условную плотность передачи в объеме приведения:

$$\rho_s = \frac{M}{V_c}, \quad (7)$$

а отношение последней к действительной плотности материала ρ , характеризует уровень облегчения («ажурность») конструкции:

$$\xi = \frac{\rho_s}{\rho}, \quad (8)$$

Объемы интегрирования V и приведения V_c к удельному показателю могут, как совпадать, так и отличаться. Для сравнения разнотипных передач объем приведения V_c в выражении (5) удобно представлять рабочим объемом – т. е. объемом пространства, занятого движущимися рабочими телами. В последнем случае удельная нагрузочная способность t_V имеет размерность напряжения, Н/м², не зависит от плотности материала, размеров и конструктивного исполнения звеньев, обработка формы которых в пределах объема приведения может следовать самым раз-

нообразным целям и рассматривается как частная задача конструирования.

Из выражения (5) следует физический смысл рассматриваемого критерия.

Удельная нагрузочная способность механической передачи – это средняя энергия упругой деформации нагруженных рабочих тел, приходящаяся на единицу объема приведения и численно равная условному постоянному напряжению.

Нагрузочная способность передач лимитируется допускаемыми напряжениями $[q]$ в конструктивных элементах рабочих тел. Если допускаемые напряжения известны, то из формулы (5) критерий удельной нагрузочной способности может быть представлен в виде произведения двух функций:

$$t_V = q\zeta, \quad (9)$$

где q – функция допускаемых напряжений, МПа; а ζ – безразмерная функция формы, полученная в результате деления интеграла в (5) на $[q]^2/E$.

Функция допускаемых напряжений определена параметрами упругих свойств материала, а функция формы параметрами деформированных рабочих тел.

Учитывая наличие множества потенциально-опасных элементов в рабочих телах, действительная нагрузочная способность определяется многовариантным условием:

$$t_V \leq \text{MIN}(q_1\zeta_1; q_2\zeta_2; \dots, q_p\zeta_p), \quad (10)$$

где p – индекс опасного конструктивного элемента.

Возможный вариант (10) в виде:

$$t_V = q_1\zeta_1 = q_2\zeta_2 = \dots = q_p\zeta_p = \text{const}, \quad (11)$$

соответствует условию равнопрочности всех потенциально-опасных элементов передачи. Это случай наиболее рационального распределения нагрузки в рабочих телах. Излишнее занижение одного из произведений правой части условия (10) указывает на неудачный выбор материала, упрочняющей обработки или нерациональную форму рабочего тела, а также на перерасход ресурсов, направленных на обеспечение прочих условий. Примером значительного отклонения от равнопрочности служат факты, когда высокая контактная прочность зубчатых передач, достигнутая химико-термической и точной механической обработкой, нивелируется низкой изгибной прочностью зубьев, обусловленной их неудачной формой.

Из (9) следует, что одна и та же нагрузочная способность может быть достигнута как за счет изменения функций допускаемых напряжений, т. е. физико-технологическими методами, так и за счет изменения функций формы, т. е. методами геометрического проектирования. Современный уровень теории и технологии позволяет создавать передачи, используя оба подхода, и достигать предельных показателей нагрузочной способности.

Практическое применение критерия удельной нагрузочной способности требует решения интеграла в формулах (4), (5) для механических передач каждого типа. Это сложная и пока

недоступная задача теории упругости. Однако приближенные выражения для критерия удельной нагрузочной способности можно установить делением известных в практике инженерных расчетов соотношений для допускаемого момента T_1 на объем приведения V_c . Полученные соотношения рассматриваются здесь как частные приближения формулы (5).

Очевидно, что объективность полученных критериев будет зависеть от степени адекватности используемых формул действительному напряженному состоянию деталей. В целях наглядной демонстрации метода мы воспользовались наиболее известными и доступными источниками [1, 2, 5]. Читатель, отдающий предпочтение другим методам, сможет получить показатели удельной нагрузочной способности любой передачи делением предпочитаемого выражения для допускаемого момента ведущего звена на предпочтительное выражение для объема приведения.

Вывод формул удельной нагрузочной способности для передач разных типов представлен в таблице. Особенности исходных формул каждого варианта не препятствуют получению критерия в виде произведения функций допускаемых напряжений и формы. Для передач, расчеты которых основаны на представлениях о плоском зацеплении, функции формы определены на двух непересекающихся множествах безразмерных параметров, одно из которых включает параметры связи, а второе параметры структуры. Сама функция формы представлена их отношением. Передачи с пространственным зацеплением имеют более сложные функции формы, в которых параметры структуры и связи образуют общее множество.

Рассмотренная модель обобщенной механической передачи позволяет рассматривать показатель удельной нагрузочной способности в качестве универсального критерия, выраженного многовариантной многопараметрической функцией.

Рассмотрим особенности некоторых формул, характеризующие отличие передач от принятой теоретической модели и отражающие другие интересные свойства.

Ременная передача. Нагрузочная способность ременной передачи лимитируется напряженным состоянием ремня – упругого не изотропного гибкого тела, движущегося между шкивами с проскальзыванием по рабочим поверхностям. Функция допускаемых напряжений учитывает это обстоятельство дополнительными составляющими от центробежных сил и изгиба, а функция связи – дополнительным множителем с коэффициентом скольжения ремня. *Функция структуры* представляет сумму площадей оснований цилиндрических рабочих тел в единицах, равных радиусу меньшего рабочего тела.

Цепная передача. Функция допускаемых напряжений определяется контактными напряжениями в шарнирах цепи. Функция связи – параметрами меньшей звездочки. Функция структуры совпадает с одноименной функцией ременной передачи.

Таблица
Вывод формул для удельной нагрузочной способности механических передач

№	Тип	Нагрузочная способность – допускаемый момент на ведомом звене T_1 , Н м	Объём приведения, V_c , м ³	Удельная нагрузочная способность, t_v , МПа.
1	Ц	4	5	6
1	Ремennая	$T_1 = \left(\frac{C}{N^{1/\alpha}} - \rho v^2 - E \frac{h}{d} \right) \left(\frac{\chi - 1}{\chi} \right) \left(\frac{h}{r_1} \right) \left(\frac{b}{r_1} \right) \pi^2 b m$ <p>C – постоянная кривой усталости, МПа; E – модуль упругости ремня, МПа; N – расчетное число циклов нагружения; F – площадь сечения ремня, м²; b – ширина ремня, м; r_1 – радиус меньшего шкива, м; h – высота сечения ремня, м; m – число ремней; t – показатель степеней кривой усталости; v – линейная скорость ремня, м/сек; ρ – плотность ремня кг/м³; χ – коэффициент скольжения ремня. * Функция допускаемых напряжений – 1-я пара скобок; функция связи – произведение выражений из 2-й, 3-й пар скобок; функция структуры – знаменатель 4-ой пары скобок.</p>	$V_c = \pi r_1^2 b m (u^2 + 1)$	$t_v = \left(\frac{C}{N^{1/\alpha}} - \rho v^2 - E \frac{h}{d} \right) \left(\frac{\chi - 1}{\chi} \right) \left(\frac{h}{r_1} \right) \left(\frac{1}{\pi (u^2 + 1)} \right) *$
2	Цепная	$T_{H1} = q_H r_1 d_0 m b$ <p>Z_1 – число зубьев меньшей звездочки; r_1 – радиус меньшей звездочки, b – ширина ролика рабочей, м; d_0 – диаметр ролика, м; m; q_H – допускаемые контактные напряжения на рабочей поверхности ролика, МПа; m – число цепей, p – шаг цепи. * Функция допускаемых напряжений – q_H; функция связи – 1-я пара скобок; функция структуры – знаменатель последней пары скобок.</p>	$V_c = \pi r_1^2 b m (u^2 + 1)$	$t_{vH} = q_H \sin \left(\frac{\pi}{Z_1} \right) \left(\frac{1}{\pi (u^2 + 1)} \right) *$
3	Винт-гайка	$T_{H1} = q_H \times 2 \pi r_1^2 H m$ $T_{c1} = q_c \times 2 \pi r_1^2 b m$ <p>H – высота профиля резьбы, м; r_1 – радиус резьбы средний, м; q_H – допускаемые контактные напряжения на рабочей поверхности резьбы, МПа; q_c – допускаемые напряжения среза витков резьбы, МПа; b – ширина основания профиля резьбы, м; m – число рабочих витков; p – шаг резьбы. * Функция допускаемых напряжений – q_H; функция связи – в скобках.</p>	$V_c = \pi r_1^2 p m$	$t_{vH} = q_H \left(\frac{2H}{p} \right) \quad t_{vc} = q_c \left(\frac{2b}{p} \right) *$
4	Фрикционная	$T_{H(2)} = \left(\frac{q_{H(2)}}{Z_E} \right)^2 f \left(\frac{u}{u+1} \right) r_1^2 b$ <p>Z_E – коэффициент упругих свойств материалов рабочих тел, (МПа)^{0,5}; $q_{H(2)}$ – допускаемые контактные напряжения, МПа; r_1 – радиус меньшего рабочего тела, м; b – ширина рабочих тел, м; f – коэффициент трения; u – передаточное число. * Функция допускаемых напряжений – 1-я пара скобок; функция связи – f; функция структуры – обратная величина произведения выражений из 2-й и 3-й пар скобок.</p>	$V_c = \pi r_1^2 b (u^2 + 1)$	$t_{vH(2)} = \left(\frac{q_{H(2)}}{Z_E} \right)^2 f \left(\frac{u}{u+1} \right) \left(\frac{1}{\pi (u^2 + 1)} \right) *$

Вывод формул для удельной нагрузочной способности механических передач

5	Фрикционная коническая	$T_{H(2)} = \left(\frac{Q_{H(2)}}{Z_E} \right)^2 f \times$ $\left(\frac{(1 - 0.5\psi)^2 u \sin^2 \varphi}{(u^2 + 2u \cos \varphi + 1)(u + \cos \varphi)} \right) L^2 b$	$V_c = \frac{\pi L^2 b}{3} \times$ $\times \frac{(3 - 3\psi + \psi^2) \sin^2 \varphi}{(u^2 + 2u \cos \varphi + 1)^{3/2}} \times$ $\times (u^3 \cos \varphi + u^2 + u + \cos \varphi)$	$t_{vH(2)} = \left(\frac{Q_{H(2)}}{Z_E} \right)^2 f \times$ $\left(\frac{3u(1 - 0.5\psi)^2 (u^2 + 2u \cos \varphi + 1)^{1/2}}{\pi(3 - 3\psi + \psi^2)(u + \cos \varphi) \times (u^3 \cos \varphi + u^2 + u + \cos \varphi)} \right)^*$
6	Эвольвентная	$T_{H(2)} = \left(\frac{d_{Hlim(2)}}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_w}{2 \cos \beta} \right) \left(\frac{u}{u+1} \right) r_{w1}^2 b_w$ $T_{F(2)} = \left(\frac{d_{Flim(2)}}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_w \cos^3 \beta}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) r_{w1}^2 b_w$	$V_c = \pi r_{w1}^2 b_w (u^2 + 1)$	$t_{vH(2)} = \left(\frac{d_{Hlim(2)}}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_w}{2 \cos \beta} \right) \left(\frac{u}{u+1} \right) \left(\frac{1}{\pi(u^2 + 1)} \right)^*$ $t_{vF(2)} = \left(\frac{d_{Flim(2)}}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_w \cos^3 \beta}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \left(\frac{1}{\pi(u^2 + 1)} \right)^{**}$
7	Новикова	$T_{H(2)} = \left(\frac{\Theta \sigma_{Hlim(2)}}{\pi E S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{K_e \cos \alpha_k \cos^5 \beta}{\xi Z_1^{0.5}} \right) \left(\frac{u}{u+1} \right)^{0.5} r_{w1}^2 b_w$ $T_{F(2)} = \left(\frac{\sigma_{Flim(2)}}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 K_e K_p \sin \beta \cos^2 \beta}{\pi Z_1 \xi Y_{FS(2)}} \right) r_{w1}^2 b_w$	$V_c = \pi r_{w1}^2 b_w (u_w^2 + 1)$	$t_{vH(2)} = \left(\frac{\Theta \sigma_{Hlim(2)}}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{K_e \cos \alpha_k \cos^5 \beta}{\pi \xi Z_1^{0.5}} \right) \left(\frac{u}{u+1} \right)^{0.5} \left(\frac{1}{\pi(u^2 + 1)} \right)^*$ $t_{vF(2)} = \left(\frac{\sigma_{Flim(2)}}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 K_e K_p \sin \beta \cos^2 \beta}{\pi Z_1 \xi Y_{FS(2)}} \right) \left(\frac{1}{\pi(1 + u^2)} \right)^{**}$

Z_E – коэффициент упругих свойств материалов рабочих тел, (МП)^{0.5}; L – среднее конусное расстояние; m ; b – рабочая ширина рабочих тел, m ; f – коэффициент трения; u – передаточное число; $Q_{H(2)}$ – допускаемые контактные напряжения на рабочей поверхности; \square – коэффициент ширины рабочей поверхности; \square – угол между осями вращения рабочих тел.

* Функция допускаемых напряжений – 1-я пара скобок; функция связи – f ; функция структуры – обратная величина выражения из 2-ой пары скобок.

Использованы обозначения по ГОСТ 21354–87, а также введенные нами сводные коэффициенты $S_{H(2)}$, $S_{F(2)}$, K_H , K_F , включающие рекомендации этим стандартом эмпирические коэффициенты.

* Функция допускаемых напряжений контакта – 1-я пара скобок; функция связи – 2-я пара скобок; функция структуры – обратная величина произведения выражений из 3-ей и 4-ой пар скобок. ** Функция допускаемых напряжений изгиба – 1-я пара скобок; функция связи – 2-я пара скобок; функция структуры – знаменатель 3-й пары скобок.

* Функция допускаемых напряжений контакта – 1-я пара скобок; функция связи – 2-я пара скобок; функция структуры – обратная величина произведения выражений из 3-ей и 4-ой пар скобок. * Функция допускаемых напряжений изгиба – 1-я пара скобок; функция связи – 2-я пара скобок; функция структуры – обратная величина выражения из 3-ей пары скобок.

Вывод формул для удельной нагрузочной способности механических передач

8	<p>Коническая зубчатая</p> $T_{H(2)} = \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta_0} \right) \times$ $\times \left(\frac{(1-0.5\psi)^2 u \sin^2 \varphi}{(u^2 + 2u \cos \varphi + 1)(u + \cos \varphi)} \right) L^2 b$ $T_{F(2)} = \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta_0}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \times$ $\times \left(\frac{(1-0.5\psi)^2 \sin^2 \varphi}{(u + \cos \varphi)^2} \right) L^2 b_w$	$V_c = \frac{\pi L^2 b (3-3\psi + \psi^2) \sin^2 \varphi}{3 (u^2 + 2u \cos \varphi + 1)^{3/2}} \times$ $\times (u^3 \cos \varphi + u^2 + u + \cos \varphi)$	$t_{vH(2)} \leq \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta_0} \right) \times$ $\frac{3u(1-0.5\psi)^2 (u^2 + 2u \cos \varphi + 1)^{1/2}}{\pi(3-3\psi + \psi^2)(u + \cos \varphi) \times (u^3 \cos \varphi + u^2 + u + \cos \varphi)}$ $t_{vF(2)} \leq \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta_0}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \times$ $\frac{3(1-0.5\psi)^2 (u^2 + 2u \cos \varphi + 1)^{3/2}}{\pi(3-3\psi + \psi^2)(u^3 \cos \varphi + u^2 + u + \cos \varphi)(u + \cos \varphi)^2}$
9	<p>Червячная</p> $T_{H(2)} = \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\delta \varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta} \right) r_{w2}^2 \Gamma_1$ $T_{F(2)} = \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta}{Z_2 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) r_{w2}^2 \Gamma_1$	$V_c = 2\pi r_{w2}^2 r \left(\sin \frac{\delta}{2} + \frac{\lambda}{Z_2} \sin \frac{\gamma}{2} \right)$	$t_{vH(2)} \leq \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\delta \varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta} \right) \left(\frac{\delta}{2\pi} \right) \left(\sin \frac{\delta}{2} + \frac{\lambda}{Z_2} \sin \frac{\gamma}{2} \right)^{-1}$ $t_{vF(2)} \leq \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta}{Z_2 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \left(\frac{1}{2\pi} \right) \left(\sin \frac{\delta}{2} + \frac{\lambda}{Z_2} \sin \frac{\gamma}{2} \right)^{-1}$
10	<p>Эвольвентная</p> $T_{H(2)} = \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta_0} \right) \Gamma_{w1}^2 b_w$ $T_{F(2)} = \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta_0}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \Gamma_{w1}^2 b_w$	$V_c = \pi r_{w1}^2 b_w$	$t_{vH(2)} \leq \left(\frac{d_{Hlim(2)}^2}{Z_E^2 S_{H(2)}^2 K_H} \right) \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2 \cos \beta_0} \right) \left(\frac{1}{\pi} \right)^*$ $t_{vF(2)} \leq \left(\frac{d_{Flim(2)}^2}{S_{F(2)} K_F} \right) \left(\frac{2 \varepsilon_\alpha \cos \alpha_{tw} \cos^3 \beta_0}{Z_1 Y_{FS(2)} \cos \alpha} \right) \left(\frac{1}{\pi} \right)^*$

* Функция допустимых напряжений – 1-я пара скобок; функция связи – 2-я пара скобок; функция структуры – □.

Передача винт-гайка. Объем приведения – объем цилиндрической резьбы на длине гайки. Функции допускаемых напряжений представлены для напряжений контакта и среза. Функции связи также определены в двух вариантах относительными размерами сечения витка. Функции структуры за счет совмещения рабочих тел свелись к 1.

Фрикционные передачи. Функции допускаемых напряжений фрикционных передач определяются упругими свойствами материалов рабочих тел и допускаемыми напряжениями контакта. Функции связи равны коэффициентам трения. Функции структуры описывают форму и взаимное положение рабочих тел. Если угол между осями вращения и коэффициент ширины рабочей поверхности конической передачи принять равными 0, то выражение для удельной нагрузочной способности примет вид, соответствующий цилиндрической передаче.

Эвольвентная и коническая передачи имеют одинаковые функции допускаемых напряжений и связи, как для прочности по контакту, так и по изгибу. Функции структуры конической передачи приводятся к функциям структуры цилиндрических передач, если угол между осями вращения и коэффициент ширины рабочей поверхности принять равными 0. Важно отметить, что для нагрузочной способности по контакту функции структуры эвольвентных передач совпадают с функциями структуры цилиндрических фрикционных передач.

Червячная передача. Функции допускаемых напряжений и зацепления, полученные для этой передачи, совпадают с одноименными функциями эвольвентной цилиндрической передачи, а вот функция структуры имеет своеобразный вид, учитывающий форму и характер сопряжения рабочих тел.

Эвольвентная реечная передача. Объем приведения – объем шестерни на рабочей ширине зацепления, а функция структуры имеет постоянное значение π .

Для определения удельной нагрузочной способности с учетом КПД, последний вводится в (9) в качестве самостоятельного множителя η :

$$t_{1p} = q\zeta\eta. \quad (12)$$

а его значения определяются на основе статистических данных или известных соотношений.

При анализе передач, работающих в условиях ограниченной выносливости материалов, в формулах удельной нагрузочной способности следует учитывать коэффициент долговечности:

$$t_v = q\zeta\eta Z_N = q\zeta\eta \left(\frac{N_{lim}}{N_K} \right)^{k/m}. \quad (13)$$

где: N_{lim} – базовое число циклов напряжений; N_K – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы; m – показатель степени кривой усталости.

Расчет удельной нагрузочной способности не вызывает затруднений и позволяет получить сравнительную оценку механических передач, как в задачах проектного анализа, так и в задачах оценки конкурентоспособности.

Для однотипных передач удельная нагрузочная способность применима в качестве критерия подобия. Для действительных размеров физической модели или опытного образца и предельной нагрузки в эксперименте из (12), (13) можно установить значение функции допускаемых напряжений, которое удобно использовать в разработках передач других размеров.

Критериальное проектирование предполагает разработку механической передачи единичного объема. То есть, определение лимитирующих значений функций допускаемых напряжений q_p , предельных значений функций формы ζ_p и расчет удельной нагрузочной способности t_v . Далее определяется объем приведения:

$$V_c = \frac{T_1}{t_v}, \quad (14)$$

в котором ведется разработка рабочих тел на основе известных геометрических и конструктивных соотношений с выполнением необходимых проверочных расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И.А. Биргер и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
2. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
3. Решетов Д.Н. Общие сведения о передачах // Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник: В 3 т. / Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1969. – Т. 3. – С. 6 – 14.
4. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости: Пер. с англ. / Под ред. Г.С. Шапиро. – 2-е изд. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
5. ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.