

3. Установлено, что существующая нелинейность между деформациями и напряжениями в упруго сжатых телах приводит к повышению их нагрузочной способности по контактными напряжениями в 1,113 раза по сравнению с таковой, которая имеет место без учета указанной нелинейности.

Список литературы: 1. *Попов А.П.* Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / *А.П. Попов*. – Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580с. 2. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / *А.П. Попов*. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 3. *Попов А.П.* Повышение нагрузочной способности зубчатых передач по контактными напряжениями [Текст] / *А.П. Попов, Ю.Н. Кипреев* // *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*. – Харків, 2009. – №26. – С.108-117. 4. *Попов О.П.* Підвищення навантажувальної здатності зубчастих передач [Текст] / *О.П. Попов, Ю.М. Кипреєв, О.М. Медведовський* // *Машинознавство*. – Львів, 2009. – №4. – С.34-39. 5. *Попов О.П.* Зубчаста передача з рівномірним зацепленням зубів за контактними напруженнями [Текст] / *О.П. Попов, Ю.М. Кипреєв, О.І. Савенков* // *Машинознавство*. – Львів, 2009. – №7. – С.32-36. 6. *Левина З.М.* Контактная жесткость машин [Текст] / *З.М. Левина, Д.Н. Реуштов*. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833

Влияние нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями на контактную прочность зубчатых передач / *А.П. Попов, Ю.Н. Кипреєв, О.И. Савенков* // *Вісник НТУ "ХП"*. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХП". – 2013. – №40(1013). – С.101-108 – Бібліогр.: 6 назв.

Вперше виконано рішення плоскої задачі стосовно до пружно стиснених кругових циліндрів з урахуванням нелінійної залежності між пружними деформаціями та напруженнями, що виникають в циліндрах. Рішення підтверджено експериментальними дослідженнями у статичі на моделях.

Ключові слова: модель, циліндр, передача, зуби, навантажувальна здатність, нелінійність, контакт, напруження.

The solution of the plane problem as applied to elastically-compressed circular cylinders with regard of non-linear dependence between elastic displacements and stresses arising in the cylinders under the load has been carried out for the first time. The solution has been confirmed by experimental researches in static's on the models.

Keywords: model, cylinder, gear, teeth, load capacity, nonlinearity, contact, stress.

УДК 621.833

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., заведуючий каф. механіки і конструювання машин НУК ім. адм. Макарова, Николаев;
М.Г. МОЗГОВОЙ, старший преподаватель каф. механіки і конструювання машин НУК ім. адм. Макарова

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ТОЧЕЧНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ЗУБЬЕВ

Памяти проф. А.И. Павлова посвящается

Впервые на основе новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, разработанной А.П. Поповым, создан метод расчета на контактную прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев.

Ключевые слова: передачи, зубья, контакт, точка, напряжения.

Актуальность задачи. Разработка методов расчета зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев на контактную прочность, к которым относятся, например, гиперболоидные передачи, конические передачи со спиральными зубьями, передачи Новикова, цилиндрические передачи с прямыми

© О.П. Попов, М.Г. Мозговой, 2013

и косыми зубьями и т.д., является актуальной проблемой. Успешное решение указанной проблемы предопределяет дальнейшее развитие современного редукторостроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи.

Анализ последних исследований. Впервые исследования по повышению нагрузочной способности зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев по контактным напряжениям изложены в [1-9]. Основы этих исследований базируются на новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, которая, в отличие от теории Герца, указывает на то, что при первоначальном точечном зацеплении зубьев контактные напряжения в процессе нагружения зубьев могут быть не только больше таковых, имеющих место при линейном взаимодействии зубьев, что является общеизвестным фактом, но они могут быть равны или меньше указанных напряжений. Величины напряжений при точечном зацеплении зубьев зависят при всех прочих одинаковых условиях от величин приведенных радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях z_0x и z_0y , определяющих положения расчетной модели контакта, и от установленного соотношения между указанными радиусами [6].

Цель статьи. Разработка метода расчета контактной прочности передач с точечным зацеплением зубьев с учетом механических свойств материалов и их химико-термического упрочнения, формы сопряженных поверхностей зубьев, влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выраженных через различные коэффициенты.

Материалы исследований. Контактная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев, к которым, как уже указывалось, относятся гиперболоидные передачи, конические передачи со спиральными зубьями и передачи Новикова, определяется по общеизвестной формуле Герца, полученной применительно к упруго сжатым телам, характеризующимся первоначальным линейным касанием друг с другом. Вполне очевидно, что такой расчет не отражает сущности точечного зацепления зубьев, в связи с чем он является неправомерным.

В то же время использование решений Герца, полученных им применительно к точечному взаимодействию упруго сжатых тел, для расчета контактных напряжений в передачах с точечным зацеплением зубьев является неприемлемым, так как определяемые при этом величины максимальных контактных напряжений σ_{\max} настолько велики, что "зашкаливают" за пределы здравого смысла. Для подтверждения сказанного осуществим расчет передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15, у которой $z_1=34$; $z_2=70$; $m_n=5$ мм; $\alpha_k=27^\circ$; $\beta=15^\circ$; $b_w=60$ мм; $F_n=2,1 \cdot 10^5$ Н; $\nu=0,3$; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\rho_w=67,5$ мм и $R_{np}=1830$ мм – приведенные радиусы кривизны выпукло-вогнутых зубьев в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях.

Расчетные значения напряжений σ_{\max} с учетом использования решений Герца и их модифицированных решений другими авторами и организациями, а также с учетом решений [6] приведены в таблице 1.

Напряжения $\sigma_{\max}=698$ МПа, найденные на основании решений [6], являются не только наименьшими по величине по сравнению с величинами напряжений, приведенными в таблице, но и достоверными, что очевидно из следующих пояснений. Если

Таблица 1 – Расчетные значения напряжений

Источник информации (организация, автор)	ВНИИМАШ	ИМАШ	Ковалев М.П.	Макушин М.И.	Герц	Попов А.П.
Напряжения σ_{\max} , МПа	4473	3206	3848	9818	9771	698
Повышение напряжений $\varphi_H = \sigma_{\max}/698$	3,39	4,58	5,49	14,03	13,96	1,00
Снижение нагрузочной способности $\varphi_F = \varphi_H$	261,0	96,1	165,4	2759	2720	1,00

от указанной передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15 перейти к традиционной косозубой передаче с теми же самыми размерами и параметрами зацепления эвольвентных зубьев, то в этом случае по формуле Герца для линейного контакта зубьев получим $\sigma_{H\beta} = 783$ МПа. В связи со сказанным, повышение нагрузочной способности по контактным напряжениям составит $\varphi_F = (\sigma_{H\beta}/698)^3 = (783/698)^3 = 1,412$ раза, что целиком и полностью совпадает с общепринятыми рекомендациями [9].

По-видимому, нет смысла комментировать приведенные в таблице 1 данные, за исключением $\sigma_{\max} = 698$ МПа, так как расхождения по величинам напряжений доходят до 14 раз, а по нагрузочной способности – до 2720 раз. Таким образом, вместо ожидаемого повышения нагрузочной способности указанной передачи Новикова по контактным напряжениям решения Герца и модифицированные решения других авторов на основе его теории привели к многократному снижению нагрузочной способности данной передачи, что не соответствует действительности.

А теперь обратимся к решениям новой теории контактной прочности. В соответствии с [6] выражения σ_{\max} , малой a и большой b полуосей эллиптической площадки контакта имеют вид:

$$\sigma_{\max} = 0,33 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (1) \quad a = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (2) \quad b = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}, \quad (3)$$

где $\alpha = \sqrt{\rho_w / R_w}$ – коэффициент.

Используя зависимости (1-3), выполним расчет I ступени опытного редуктора с точечным зацеплением зубьев [6], исходя из $z_1 = 33$; $z_2 = 127$; $m = 4$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 77$ мм; $\nu = 0,3$; $F_n = 2,1 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. С этой целью по общеизвестным зависимостям определяем $\rho_w = 17,916$ мм и $\sigma_H = 747,3$ МПа – контактные напряжения при линейном зацеплении зубьев.

Для получения точного зацепления зубьев в указанном редукторе прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни z_1 заменены криволинейными образующими с радиусом кривизны R , определяемым из выражения $R = b_w^2 / 8\Delta S$, где ΔS – параметр криволинейности боковых поверхностей зубьев шестерни в их торцевых сечениях.

Расчетные данные σ_{\max} , a и b при различных значениях ΔS приведены в таблице 2.

Определяемые величины	Величина ΔS , мм				
	1	2	3	4	5
Радиус R , мм	0,0120	0,0527	0,1000	0,2000	2,240
Коэффициент α	0,0170	0,0357	0,0792	0,0695	1,000
Напряжения σ_{\max} , МПа	560,7	747,3	1453	2201	5592
Параметр a , мм	0,551	0,692	0,760	0,836	1,338
Параметр b , мм	32,38	19,37	15,44	12,04	1,338

Из таблицы 2 очевидно, что величина напряжений σ_{\max} при точечном зацеплении зубьев зависит от величины радиуса R , который, в свою очередь,

определяется через параметр ΔS . Для нахождения границы раздела напряжений, которая характеризует увеличение или уменьшение σ_{\max} относительно σ_H при линейном контакте зубьев, необходимо знать величину радиуса R , для определения которого можно воспользоваться равенством [7]

$$\alpha(\alpha + \nu)^2 = \frac{2,032}{b_w} \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{b_w E}} \quad (4)$$

Если величина R , найденная по формуле (4), меньше величины $R=14060$ мм (см. таблицу 2), то в этом случае $\sigma_{\max} > \sigma_H = 743,3$ МПа; если величина $R > 14057$ мм, например, она равна 61740мм, то в этом случае имеем $\sigma_{\max} = 560,7$ МПа $< \sigma_H = 743,3$ МПа; если $R = \rho_w = 17,92$ мм (модель контакта двух шаров, см. таблицу 2), то в этом случае $\sigma_{\max} = 5592$ МПа.

К сказанному следует добавить, что если в уравнениях (1-3) принять коэффициент $\alpha=1$, то в этом случае они будут сведены к выражениям σ_{\max} и $a=b=r$, характерным для модели контакта сферических тел, например, двух шаров или шара с плоскостью, где r – радиус площадки контакта шара. При этом выражения σ_{\max} и r при $\alpha=1$ целиком и полностью совпадают с аналогичными выражениями, впервые полученными Герцем.

Таким образом, впервые доказано и показано, что максимальные контактные напряжения при точечном зацеплении зубьев могут быть не только больше таковых, имеющих место при линейном касании зубьев, что следует из решений Герца, но данные напряжения, исходя из решений [6], могут быть равны или меньше напряжений при линейном контакте зубьев.

Прежде чем перейти к изложению метода расчета контактной прочности зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев рассмотрим достоинства и преимущества этих передач по сравнению с традиционными зубчатыми передачами, которые заключаются в следующем:

а) нагрузочная способность этих передач по контактным напряжениям примерно в 1,7...2,4 раза выше, чем у передач с линейным контактом зубьев;

б) напряжения изгиба в данных передачах ниже в 1,4...1,7 раза, чем в сравниваемых передачах вследствие распределения нагрузки по большим площадкам контакта;

в) в этих передачах наблюдается стабилизация формы пятна контакта и отсутствие кромочного контакта зубьев;

г) осуществляется компенсация деформаций кручения, изгиба, сдвига и т. д. (валы, зубчатые колеса, опоры и т. п.);

д) исключается возможность применения в конструкциях планетарных и псевдопланетарных редукторов компенсирующих устройств, предназначенных для выравнивания нагрузки между спутниками;

е) при одинаковой нагрузочной способности рассматриваемых и традиционных зубчатых передач в первых возможно одновременное снижение веса и габаритов от 25% до 40%;

ж) в зубчатых передачах с точечным зацеплением зубьев при твердости $HRC \geq 60$ и хороших условиях смазывания допускаемые напряжения $[\sigma_{\max}]$ превышают таковые по сравнению с традиционными в 1,5...2,0 раза;

з) в рассматриваемых передачах (в зависимости от n -кратности зацепления, где $n=2; 3$ и 4) возможно снижение уровня вибрации и шума на 10...25дБ;

и) при учете нелинейности между упругими перемещениями (деформациями) зубьев и возникающими в них напряжениями нагрузочная способность по контактным напряжениям точечного зацепления в 1,27 раза выше таковой по сравнению с линейным зацеплением зубьев.

А теперь перейдем к изложению основ практического метода расчета зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев, полагая, что влияние некоторых коэффициентов на расчетные контактные напряжения аналогично их влиянию на напряжения при линейном зацеплении зубьев. Для учета влияния указанных коэффициентов на напряжения они в нижеприведенных формулах возведены в степень, равную 3/2. При этом определение коэффициентов осуществлялось, исходя из данных [6] и других общеизвестных источников.

На основании сказанного расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления при точечном взаимодействии зубьев без нагрузки следует определять по формуле

$$\sigma_{\max} = Z_{\sigma} Z_E Z_H \sqrt[3]{K_0 (K_{\alpha} K_{\text{дв}} K_{H\beta} K_{\Sigma} K_{H\nu} K_{H\alpha})^{3/2}} \leq [\sigma_{\max}], \quad (5)$$

где Z_{σ} – коэффициент, учитывающий нелинейность между деформациями и напряжениями; Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубьев; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; K_0 – коэффициент контактных напряжений; K_{α} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями и суммарную длину контактных линий; $K_{\text{дв}}$ – коэффициент, учитывающий влияние на контактную прочность типа двигателя; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на контактную прочность в пределах суммарной длины контактных линий; $K_{H\nu}$ – коэффициент влияния на контактную прочность динамической нагрузки в зацеплении; $K_{H\alpha} = K_Z \cdot K_P \cdot K_{\text{шт}}$ – коэффициент распределения нагрузки между полушестеронами; $[\sigma_{\max}]$ – допускаемое напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала.

Для определения $[\sigma_{\max}]$ воспользуемся зависимостью

$$[\sigma_{\max}] = (1,5 \dots 2,0) \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_{H\text{min}}} K_{HL} Z_B Z_R Z_V Z_L Z_{\chi}, \quad (6)$$

где $\sigma_{H\text{lim}}$ – предел контактной выносливости зубьев для базового числа циклов нагружений; $S_{H\text{min}}$ – минимальный коэффициент запаса прочности; K_{HL} – коэффициент долговечности; Z_B – коэффициент повышения допускаемого повышения допускаемого контактного напряжения вследствие точечного зацепления зубьев; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных зубьев; Z_V – коэффициент влияния окружной скорости; Z_L – коэффициент влияния смазки Z_{χ} – коэффициент размера зубчатого колеса.

Рассмотрим определение коэффициентов, входящих в формулу (5). Коэффициент $Z_{\sigma}=1/(0,33/0,294)=0,891$ при показателе степени нелинейности $n=0,7$ [6]. Коэффициент Z_E при коэффициентах Пуассона $\nu_1=\nu_2=\nu$ и модулях упругости $E_1=E_2=E$ определяется по формуле

$$Z_E = \sqrt[3]{\frac{3}{2\pi} \left[\frac{E}{2(1-\nu^2)} \right]^2}.$$

Коэффициент $Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_w}$, где $\beta = \arcsin(\cos \beta \cdot \sin \alpha)$ – основной угол контакта зубьев, град. Коэффициент контактных напряжений K_0 имеет вид:

$$K_0 = \frac{2T_1}{d_{w1}^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u},$$

где T_1 – максимальный расчетный крутящий момент на шестерне, Н·м; d_{w1} – диаметр начальной окружности шестерни, мм; u – передаточное число.

Коэффициент K_{α} применительно к цилиндрическим косозубым и шевронным передачам определяется по формуле $K_{\alpha}=1,053/\varepsilon_{\alpha}$. Если передача содержит прямые зубья, то $K_{\alpha}=1$ при $\varepsilon_{\alpha}<2$ и $K_{\alpha}=0,5$ при $\varepsilon_{\alpha}\geq 2$, где ε_{α} – коэффициент осевого перекрытия зубьев.

При использовании ДВС коэффициент $K_{дв}=1,7...2,0$ при числе цилиндров меньше четырех. При числе цилиндров равном $4...6$ – $K_{дв}=1,45...1,7$, а при числе цилиндров ≥ 7 величина коэффициента $K_{дв}=1,25...1,35$. Если в качестве двигателя используется паровая турбина, то $K_{дв}=1,05...1,10$. В случае газотурбинного двигателя имеем $K_{дв}=1,0...1,5$.

При определении коэффициента $K_{H\beta}$ в соответствии с рисунком под данным коэффициентом следует подразумевать коэффициент $K_{H\beta k}$ (подвод момента T к торцу зацепления), либо коэффициент $K_{H\beta m}$ (подвод момента T к середине зацепления). В соответствии со сказанным применительно к рисунку а, б, в, г, д, е, ж запишем выражения коэффициентов:

$$\left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} + \left(1 - \frac{1}{8u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3} + K_{H\beta 4}; \\ K_{H\beta m} &= 1 + K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (7) \quad \left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} - \left(0,25 + \frac{1}{4u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3}; \\ K_{H\beta m} &= 1 + \left(0,25 + \frac{1}{4u^2}\right) K_{H\beta 2} + K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (8)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} + \left(1 - \frac{1}{2u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3} + K_{H\beta 4}; \\ K_{H\beta m} &= 1 + K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (9) \quad \left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} + \left(1 + \frac{1}{u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3} + K_{H\beta 4}; \\ K_{H\beta m} &= 1 + K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (10)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} + \left(0,6 - \frac{1}{8u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3}; \\ K_{H\beta m} &= K_{H\beta 1} + \left(0,25 + \frac{1}{4u^2}\right) K_{H\beta 2} + K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (11) \quad \left. \begin{aligned} K_{H\beta k} &= K_{H\beta 1} - \left(0,25 + \frac{1}{4u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3}; \\ K_{H\beta m} &= K_{H\beta 1} + \left(0,25 + \frac{1}{4u^2}\right) K_{H\beta 2} - K_{H\beta 3}. \end{aligned} \right\} (12)$$

$$K_{H\beta} = K_{H\beta 1} + K_{H\beta 4}. \quad (13)$$

Коэффициенты $K_{H\beta 1}...K_{H\beta 4}$, входящие в уравнения (7-13), имеют вид:

$$K_{H\beta 1} = 1,075^{(c-2,8)} \left[1 + \frac{0,01b_w (2,2 + K_b b_w) d_{w1}}{T_1 K_z K_{\text{пш}} K_{\text{дв}}} \right]; \quad K_{H\beta 2} = (0,051 + 0,09p) \left(\frac{b_w}{d_{w1}} \right)^{2,05};$$

$$K_{H\beta 3} = 0,025(\gamma_1 + \gamma_2 - 1,5); \quad K_{H\beta 4} = (0,09p + 0,125) \text{tg} \beta,$$

где c – степень точности по нормам контакта; p – число потоков мощности; $K_b = 0,01$ – для прямозубых, косозубых и шевронных передач; $\gamma_1 = b_1/h_{0\text{ш}}$, $\gamma_2 = b_2/h_{0\text{к}}$ – относительная ширина свободной (свисающей) части обода шестерни и колеса, причем $0 \leq \gamma_1 \leq 12,5$ и $0 \leq \gamma_2 \leq 11,5$; b_1, b_2 – ширина свободных частей венцов шестерни и колеса от торцов до полотен; $h_{0\text{ш}}, h_{0\text{к}}$ – толщина ободов соответственно шестерни и колеса.

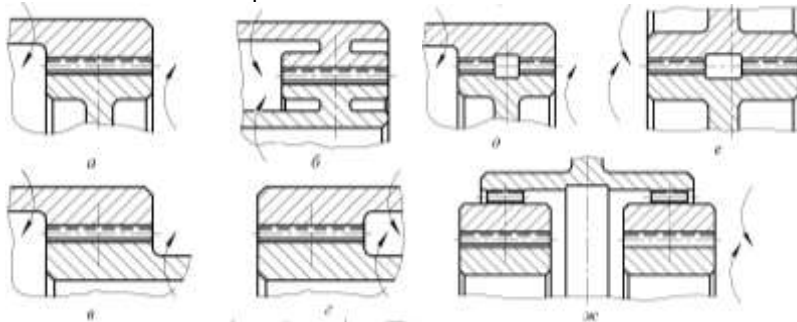


Рисунок – Варианты подвода и отвода передаваемой зацеплением мощности

Для определения коэффициента $K_{H\beta}$, воспользуемся зависимостью [6]

$$K_{H\beta} = \frac{1,38 \cdot 10^4 f v (u \pm 1)}{u \left(K_0 K_{H\beta} K_{\text{дв}} d_{w1} v + 1,95 \cdot 10^4 \sqrt{K_0 K_{H\beta} K_{\text{дв}} f} \right)},$$

где v – окружная скорость, м/с; $f = (f_1 + f_2)/2$ – погрешность, учитывающая нормы плавности; $f_1 = f_{z\kappa 1}, f_2 = f_{z\kappa 2}$ – для прямозубых передач; $f_1 = f_{b1}, f_2 = f_{b2}$ – для косозубых и шевронных передач; $f_{z\kappa 1}, f_{z\kappa 2}$ – допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты шестерни и колеса; f_{b1}, f_{b2} – максимально возможное отклонение шагов зацепления шестерни и колеса.

Коэффициент $K_{H\alpha} = K_z K_p Z_{\text{пш}}$, учитывающий в комплексе распределение нагрузки между зубьями, число потоков мощности в зацеплении, увеличение нагрузки в полюсе зацепления и распределение нагрузки между полушевронами.

Коэффициент K_z при числе потоков мощности $\alpha_n = 1$ равен единице. Для переборных редукторов при $\alpha_n = 2$ или $\alpha_n = 3$ коэффициент $K_z = 1,05$, а при $\alpha_n = 4 \dots 5$ имеем $K_z = 1,1$, а при $\alpha_n \geq 5$ коэффициент $K_z = 1,15$.

Коэффициент K_p , учитывающий возрастание нагрузки в полюсе зацепления, для цилиндрических и шевронных зубчатых передач с точечным контактом зубьев принимается равным единице.

Коэффициент $K_{\text{пш}}$, учитывающий распределение нагрузки между полушевронами, для цилиндрических передач с прямыми и косыми зубьями независимо от характера контакта принимается равным единице. Для шевронных передач редукторов с упругими либо зубчатыми муфтами коэффициент $K_{\text{пш}} = 1,05 \dots 1,1$.

Рассмотрим обоснование и выбор напряжения $\sigma_{\text{длнм}}$ и коэффициентов,

входящих в формулу (6), необходимых для определения $[\sigma_{\max}]$. Предел контактной выносливости зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий базовому числу циклов, определяется исходя из таблицы 3.

Коэффициент φ (см. таблицу 3) определяется в зависимости от средней величины толщины азотированного слоя δ ; HB , HRC , HV – средняя твердость поверхностей по Бринеллю, Роквеллу и Виккерсу.

Минимальный коэффициент запаса прочности $S_{H\min}$ определяется, исходя из следующих положений. Для зубчатых колес с одинаковой структурой материала $S_{H\min}=1,1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min}=1,2$; для зубчатых передач, выход которых из строя связан с тяжелыми последствиями, коэффициент $S_{H\min}=1,25 \dots 1,35$.

Таблица 3 – Значения предела контактной выносливости

Вид термообработки	Предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$, МПа		
Цементация $HRC \geq 59$; $HB \geq 600$	1470...1530		
Азотирование	Предварительная термообработка $HV \geq 600$; $HB280$	Поверхностная прочность	Прочность сердцевины
		1195	$\varphi \leq 0,6$; 4,8HRC $\varphi \geq 0,6$; $(4,2 + 1,2 \cdot 10^4 \varphi) HB$
	Предварительная циклическая термообработка: закалка+отпуск; $HV \geq 600$; $HB300 \dots 390$; высоколегированные стали	1295	$\varphi \leq 0,6$; 5HRC
			$\varphi \geq 0,6$; $(4,3 + 1,2 \cdot 10^4 \varphi) HB$
Термоулучшение $HB280 \dots 380$	$(2,4 \dots 2,6) HB$		

Коэффициент долговечности K_{HL} определяется из известной зависимости

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

где $N_{H0}=10^8$ – базовое число циклов; N_{HE} – эквивалентное число циклов, определяемое из выражения

$$N_{HE} = 60 \alpha_n \sum_{i=1}^k n_i t_i \left(\frac{T_i K_{H\beta i} K_{v i}}{T_1 K_{H\beta 1} K_{v 1}} \right)^9.$$

Коэффициент Z_χ , учитывающий размеры зубчатого колеса, определяется по формуле $Z_\chi = \sqrt{1,07 \cdot 10^{-4} d_w}$, либо из выражения $Z_\chi = 1,345/d_w^{0,05}$. При $d_w < 700$ мм рекомендуется принимать значение коэффициента $Z_\chi = 1,0$.

Предложенный метод расчета на контактную прочность эвольвентных зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев следует рассматривать как одну из первых попыток расчета в указанном направлении. В дальнейшем, по мере накопления опытных данных по указанным зубчатым передачам, возможна несущественная корректировка отдельных коэффициентов, входящих в уравнения (5) и (6).

Выводы. Впервые с момента появления (1881г.) классической теории упру-

го сжатых тел, разработанной Генрихом Герцем, доказано и показано, что минимальные напряжения при точечном зацеплении зубьев могут быть не только больше, но и меньше таковых, характерных для линейного взаимодействия зубьев.

Также впервые разработан практический метод расчета на контактную прочность зубчатых передач с точечным зацеплением эвольвентных зубьев.

Список литературы: 1. Патент №76881 на винахід, Україна. Зубчаста передача з модифікованими ніжками зубів / *Попов О.П.* – 20041210284; Заявл. 14.12.04; Опубл. 15.09.06. Бюл. №9. 2. Патент №77304 на винахід, Україна. Зубчаста передача з криволінійними твірними зубів / *Попов О.П.* – а2004121281; Заявл. 14.02.04; Опубл. 15.11.06. Бюл. №11. 3. Патент № 77634 на винахід, Україна. Зубчасте зачеплення / *Попов О.П.* – а20041210280; Заявл. 14.12.04; Опубл. 15.12.06. Бюл. №12. 4. Патент № 81008 на винахід, Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зачеплення евольвентних зубів / *Попов О.П.* – а200507850; Заявл. 08.08.05; Опубл. 26.11.07. Бюл. №19. 5. Патент №84606 на винахід, Україна. Зубчаста передача з рівномірним зачепленням евольвентних зубів / *Попов О.П.* – а200611795; Заявл. 09.11.06; Опубл. 10.11.08. Бюл. №21. 6. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 7. *Alexey Popov.* Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел. – Lublin (Poland). Изд-во Motrol, 2010. – С.223-231. 8. *Попов А.П., Мироненко А.И.* Разработка высокоэффективных зубчатых передач на основе новой теории контактной прочности // Специализированный информационно-аналитический журнал "Газотурбинные технологии" – Москва: 2011. – №4(95). – С.32-37. 9. *Федякин Р.В., Чесноков В.А.* Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач // Изв. ВВИА им. Проф. Н.Е. Жуковского. – М., 1982. – 114с.

Поступила в редколлегию 09.04.2013

УДК 621.833

Контактная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев / А.П. Попов, М.Г. Мозговой // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.108-116. – Бібліогр.: 9 назв.

Вперше на основі нової теорії контактної міцності пружно стиснутих тіл, розробленої О.П. Поповим, створено метод розрахунку на контактну міцність зубчастих передач з точковим зачепленням зубців.

Ключові слова: передачі, зубці, контакт, точка, напруження.

The method of calculation on contact strength of toothed gears with teeth point contact based on a new A.P. Popov's theory of contact strength of the elastic compressed bodies has been worked out for the first time.

Keywords: gears, teeth, contact, point, stress.

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"

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Разработан энергетический критерий работоспособности несущих элементов аварийно-спасательной, инженерной и противопожарной техники с позиций трибофатики как основы проектирования этой техники. Определены параметры напряженно-деформированного состояния несущих элементов с помощью энергетического критерия.

Ключевые слова: трибофатика, энергетический критерий, пожарно-технические средства, основы проектирования.

Постановка проблемы. Проектирование функциональной и надежной

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