

УДК 621.833.1

И. ПИВАНОВ

МАКСИМАЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В КОНТАКТЕ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Крупномодульные зубчатые эвольвентные передачи получили широкое распространение в тяжелом, транспортном, горном, строительном-дорожном и химическом машиностроении. Однако в расчетах контактной прочности и выносливости активных поверхностей зубьев таких передач слабо отражены их особенности.

Большая часть крупномодульных передач с модулем зубьев более 24 мм производится при нарезании методом копирования профилей зубьев колес с шаговым делением при обработке межзубовых впадин дисковыми и пальцевыми фрезами. В результате степень точности таких передач в лучшем случае не превышает девятой. В ряде отраслей, в том числе в горном машиностроении, и при нарезании зубьев колес обкаткой реечным производящим контуром точность передач достигает лишь десятой степени. Большинство крупномодульных зубчатых зацеплений — это открытые зубчатые пары с большими передаточными числами при малых числах зубьев шестерен. Примерами могут служить венцовые зубчатые зацепления вращающихся цементных печей и химических аппаратов в виде длинных цилиндрических ставов на катках.

Учитывая особенности производства крупномодульных передач с ограниченной точностью, а также характер работы, условия эксплуатации (обычно со скудной смазкой), в расчетах контактных напряжений целесообразно исходить из однопарного силового взаимодействия сопряженных профилей зубьев. Самые неблагоприятные положения их соответствуют моменту начального вхождения в зацепление каждого зуба шестерни.

Обычно контактные напряжения в зубчатых передачах рассчитывают для положения точки контакта сопряженных профилей в полюсе зацепления с учетом приведенного радиуса кривизны

$$r_{\Sigma} = r_{w_i} r_{w_j} / r_x,$$

где r_{w_i} и r_{w_j} — радиусы кривизны профилей зубьев на начальных окружностях шестерни и колеса соответственно, i и j — пара несопадающих индексов (номеров) зубчатых колес в передаче; r_x — сумма радиусов кривизны сопряженных профилей, при данном межосевом расстоянии α_w $r_x = r_{w_i} + r_{w_j} = \alpha_w \sin \alpha_w$; α_w — угол зацепления.

Эти контактные напряжения при взаимодействии зубьев в пределах длины активной линии зацепления не максимальны, поскольку приведенный радиус кривизны получает переменное значение в пределах поля зацепления.

Приведенный радиус кривизны при взаимодействии сопряженных профилей в граничной точке p_i длины активной линии зацепления $\rho_{vp_i} = \rho_{p_i} \rho_{\alpha_j} / \rho_{\Sigma}$ (здесь ρ_p и ρ_{α} - радиусы кривизны соответственно в нижней активной и граничной точках профиля) может существенно отличаться от приведенного радиуса ρ_{vw} для полюса зацепления. Так, при контакте зубьев шестерни нижними активными точками профилей зубьев при большом передаточном числе пары соответствующий приведенный радиус ρ_{vp_i} меньше ρ_{vw} в несколько раз. Различие в приведенных кривизнах сопряженных профилей для текущих точек контакта на линии зацепления должно быть отражено в расчетах напряжений по обеспечению контактной прочности и выносливости активных поверхностей зубьев.

С учетом переменности приведенной кривизны сопряженных профилей в пределах длины активной линии зацепления расчетные контактные напряжения σ_{H_i} в любой точке взаимодействия зубьев представим через обычно рассчитываемые напряжения σ_H для контакта в полюсе зацепления: $\sigma_{H_i} = Z_{py} \sigma_H$, где Z_{py} - коэффициент, учитывающий изменение приведенной кривизны в соответствующей точке контакта по сравнению с приведенной кривизной в полюсе зацепления. Для точки контакта, совпадающей с граничной точкой p_i длины активной линии зацепления $\gamma_{\alpha} = \rho_1 \rho_2$, $Z_{py} = Z_{pp_i}$; для контакта в полюсе зацепления

$$Z_{py} = Z_{pw} = 1.$$

В зубчатых передачах с невысокой точностью исполнения не реализуется одновременный двупарный контакт зубьев на крайних участках длины активной линии зацепления: $p_i v_i = v_j p_j = \gamma_{\alpha} - \rho_{\alpha}$, где ρ_{α} - шаг зацепления. При этом, по меньшей мере, не может быть равного распределения нагрузки по двум парам зубьев, находящихся в зоне зацепления. В этих условиях актуален учет максимальных контактных напряжений в граничных точках длины p_i , что в первую очередь важно для зубьев шестерни.

Представим отношение контактных напряжений при взаимодействии зубьев в граничной точке p_i длины γ_{α} к контактным напряжениям при сопряжении зубьев в полюсе зацепления коэффициентом

$$Z_{pp_i} = \sqrt{\rho_{vw} / \rho_{vp_i}} = \sqrt{(\rho_{w_i} / \rho_{p_i})(\rho_{w_j} / \rho_{\alpha_j})}.$$

Учтем, что

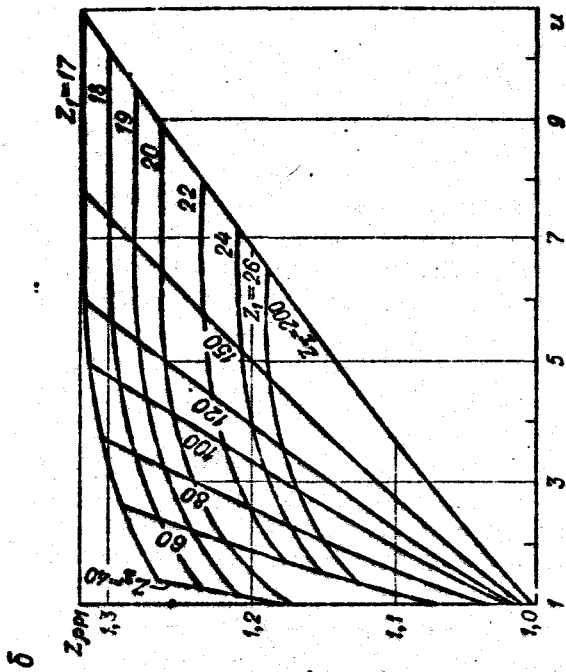
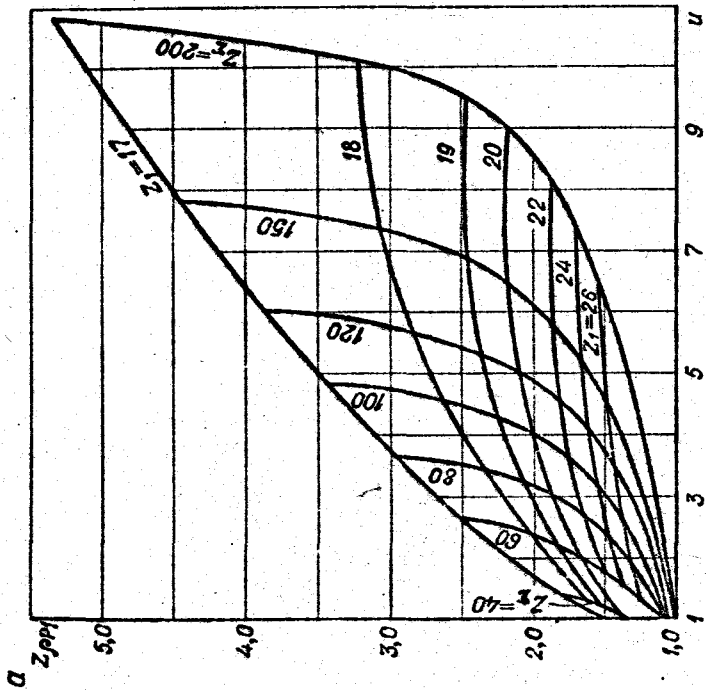
$$\rho_{\alpha_j} / \rho_{w_j} = \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_i} / \operatorname{tg} \alpha_w;$$

$$\rho_{p_i} / \rho_{w_i} = (\rho_{\Sigma} - \rho_{\alpha_j}) / \rho_{w_i} = (\rho_{w_i} + \rho_{w_j} - \rho_{\alpha_j}) / \rho_{w_i} = 1 - (\rho_{\alpha_j} / \rho_{w_j} - 1) z_j / z_i.$$

Тогда коэффициент, учитывающий приведенную кривизну сопряженных профилей при зацеплении их в граничной точке p_i в расчетах контактных напряжений,

$$Z_{pp_i} = 1 / \sqrt{[1 - (z_j / z_i)(\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w - 1)] \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w}. \quad (1)$$

Контактные напряжения максимальны обычно в начальный момент сопряжения каждой пары зубьев, когда шестерня взаимодействует нижними активными



Относительные максимальные контактные напряжения в функции передаточного числа зубчатых пар с различными суммами зубьев: а - без смещений; б - с комбинационным смещением при $\epsilon_{\Sigma} = 1,2$

точками профилей на ножках зубьев. Эта концентрация напряжений зубьев, особенно в плохих условиях смазки, проявляется и в повышенном износе зубьев, поскольку те же участки зубьев подвержены и наибольшему скольжению профилей. Расчет значений $Z_{\rho\rho_1}$ для серий зубчатых пар с различными суммами зубьев шестерни и колеса $Z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ без смещений (см. рисунок) показал, что при малых числах зубьев шестерен максимальные контактные напряжения могут превышать обычно рассматриваемые для контакта в полюсе в 3-5 раз, что даже для передач повышенной точности может иметь отрицательные последствия.

В механических приводах цементных печей, химических аппаратов и в других машинах нередко применяют крупномодульные зубчатые пары без смещений с минимальными числами зубьев шестерен, что предопределяет неблагоприятные условия контакта зубьев, усугубляемые вынужденной (с учетом больших размеров зубчатых колес) невысокой точностью исполнения.

Несмотря на широкое применение крупномодульных зубчатых передач, в том числе открытых и с большими передаточными числами, нет данных, обобщающих наблюдения за работой таких передач. Необходимы обоснования допускаемых напряжений для подобных передач с явно выраженным максимумом контактных напряжений; обычно же эти передачи рассчитывают с пониженными допускаемыми напряжениями. Лишь в методике^X в оценке контактных напряжений для нижних точек активных профилей на ножках зубьев шестерен с числами зубьев $z_1 < 20$ допускаемые контактные напряжения полагают увеличенными в 1,5 раза по сравнению с допускаемыми напряжениями при контакте зубьев в полюсе зацепления.

Как следует из проведенных расчетов, в зубчатых парах с большими передаточными числами без смещений невыгодно применять малые числа зубьев шестерен из-за резкого увеличения контактных напряжений в начальные моменты каждой пары зубьев в сопряжении. К тому же при входе в зацепление нижних точек активных профилей зубьев шестерен по абсолютным значениям максимальны и величины удельных скольжений, что отрицательно влияет на износостойкость зубьев.

Удельные скольжения в нижних точках активных профилей зубьев определяются в принципе теми же геометрическими соотношениями, что и коэффициент $Z_{\rho\rho_1}$, характеризующий максимум контактных напряжений, поэтому между ними можно установить взаимосвязь. Как следствие, физически понятные ограничения в максимальных контактных напряжениях зубьев можно увязать и с ограничениями их удельных скольжений, что усилит роль удельных скольжений как качественного показателя зубчатого зацепления.

Удельные скольжения в заданной контактной точке профиля представим как отношение скорости скольжения $v_{\rho y_i}$ к касательной скорости точки по профилю v_{y_i} :

^X Zirpke K. Zahnräder // Maschinenelemente. Leipzig, 1974. Bd 4.

$$v_{y_i} = v_{sy_i} / v_{y_i}^{\tau} = 1 - v_{y_j}^{\tau} / v_{y_i}^{\tau},$$

где

$$v_{y_j}^{\tau} / v_{y_i}^{\tau} = (\omega_j / \omega_i) (\rho_{y_j} / \rho_{y_i}) = (z_i / z_j) (\rho_{y_j} / \rho_{y_i});$$

ω - угловая скорость; ρ_y - радиус кривизны профиля на заданной окружности.

Учитывая $\rho_{y_j} = r_{d_j} \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j}$; $\rho_{y_i} = r_{d_i} \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_i}$, после расщиповки основного радиуса зубчатого колеса r_b и ρ_{Σ} получим удельные скольжения в виде зависимости

$$v_{y_i} = (\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} - \operatorname{tg} \alpha_w) / [(z_j / z_{\Sigma}) \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} - \operatorname{tg} \alpha_w].$$

Для нижних точек активного профиля i -го зубчатого колеса $\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} = \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j}$ и

$$v_{p_i} = (\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w - 1) / [(z_j / z_{\Sigma}) \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w - 1]. \quad (2)$$

Заметим, что $v_{p_i} < 0$.

Совместным решением уравнений (1) и (2) найдем

$$-v_{p_i} = Z_{pp_i}^2 (z_{\Sigma} / z_i) (\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w - 1) \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j} / \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Если принять в качестве предельного для шестерни значение $Z_{pp_i} = 1,5$, то допуская удельные скольжения в нижних точках активных профилей ее зубьев

$$-v_{p_i, p} = 2,25(u+1) (\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_2} / \operatorname{tg} \alpha_w - 1) \operatorname{tg} \alpha_{\alpha_2} / \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где u - передаточное число зубчатой передачи.

Итак, допуская значение удельных скольжений для нижних точек активных профилей зубьев шестерни зависит от передаточного числа и смещений в зубчатом зацеплении. Меняя эти показатели, можно влиять на максимум контактных напряжений и скольжений зубьев. В качестве мер по снижению выявленных максимальных контактных напряжений можно предложить отказ от малых чисел зубьев шестерен в передачах без смещений или соответствующие смещения зубчатых профилей в зацеплении, что в открытых крупномодульных передачах обычно не применяют.

По нашим данным, наиболее рационально комбинированное смещение зубчатого зацепления, при котором одновременно повышается прочность при изгибе зубьев и их износостойкость.^X Например, при комбинированном смещении при коэффициенте перекрытия, равном 1,2, максимальные контактные напряжения Z_{pp_i} снижаются в 3-4 раза (см. рисунок, б).

Соответствующие зависимости для контактных напряжений получены и для взаимодействия зубьев в граничных точках v_i или u_j линии зацепления

^X Иванов И.П. Сравнительная оценка прочности зубьев передач с комбинированным смещением. М., 1983. Деп. в НИИмаш, 27.07.83. № 287.

(т.е. для нижней и верхней точек сопряжения профилей в однопарной зоне контакта зубьев), что относится уже ко всем видам прямозубых передач, включая точные по исполнению. Естественно, учитывался и коэффициент перекрытия ϵ_α . Аналогично расчетам $Z_{\rho v_i}$ определен коэффициент, учитывающий приведенную кривизну в нижних точках однопарной зоны активных профилей,

$$Z_{\rho v_i} = 1 / \sqrt{\left[1 - \frac{z_j}{z_i} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j}}{\operatorname{tg} \alpha_w} - 1 - \frac{2\pi}{z_j} \frac{\epsilon_\alpha - 1}{\operatorname{tg} \alpha_w} \right) \right] \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{\alpha_j}}{\operatorname{tg} \alpha_w} - \frac{2\pi}{z_j} \frac{\epsilon_\alpha - 1}{\operatorname{tg} \alpha_w} \right)}$$

Численные значения этой величины по расчетам близки к единице, поэтому увеличения контактных напряжений в указанных граничных точках v_i по сравнению с напряжениями при контакте зубьев в полюсе зацепления практически несущественны.