

И. С. Цитович, В. А. Сергеенко, Г. Я. Якубенко
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗГИБНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ НА ЦВМ

Для сопоставления изгибной прочности зубчатых колес [1, 3] используются коэффициенты изгибных напряжений $\sigma_{1н}$, в основу определения которых положен графо-аналитический способ [1, 3, 4]. В наших исследованиях расчет $\sigma_{1н}$ производился на ЦВМ, что позволило значительно увеличить точность определения коэффициента изгибных напряжений, а также дало возможность быстро получать $\sigma_{1н}$ для любого нестандартного профиля.

Коэффициент изгибных напряжений зависит от многих параметров рассчитываемого колеса: числа его зубьев, исходного контура, коэффициента смещения, метода нарезания, точки приложения нагрузки, а также от того, является ли рассчитываемое колесо ведущим или ведомым.

Коэффициент изгибных напряжений [2] определяется из выражения

$$\sigma_{1н} = \frac{m(2CD \cdot H \cdot \cos \delta - \eta \sin \delta \cos^2 \alpha_n)}{2\eta^2 \cos \alpha}$$

где

$$H = \frac{\cos \alpha_n}{\frac{3 \frac{\eta}{\rho} + 2 \cos \alpha_n}{2 \left(\frac{\eta}{\rho}\right)^2} + \frac{\left(\cos \alpha_n + \frac{\eta}{\rho}\right)^2}{\left(\frac{\eta}{\rho}\right)^3} \ln \left(\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n + \frac{\eta}{\rho}}\right)}$$

Здесь ρ — радиус кривизны переходной кривой,

$$\rho = \frac{a}{\sin \alpha'_s} - \frac{ar_d \sin \alpha'_s}{2a + 2r_d \sin^2 \alpha'_s} + r_p,$$

δ — угол приложения нагрузки; α — угол зацепления передачи;
 α_n — угол между касательной в точке A (рис. 1) и осью μ ,

$$\alpha_n = \alpha'_s - \varphi,$$

где α'_s — угол между начальной прямой рейки и общей нормалью к переходной кривой (рис. 2); α'_s — задается в пределах 20—90° через каждый градус и для каждого значения α'_s определяется угол φ :

$$\varphi = \frac{1}{r_d} (a \operatorname{ctg} \alpha'_s + b).$$

Здесь b — расстояние (рис. 2) от центра L_p окружности r_p до середины впадины рейки,

$$b = \frac{\pi m}{4} + f_0 m \operatorname{tg} \alpha + \frac{c_0 m \cos \alpha}{1 - \sin \alpha};$$

a — расстояние от центра L_p окружности r_p до начальной прямой (рис. 2),

$$a = f_0 m + c_0 m - r_p - \xi m,$$

где f_0 — коэффициент высоты зуба; c_0 — коэффициент радиального зазора; ξ — коэффициент смещения исходного контура; r_p — радиус скругления.

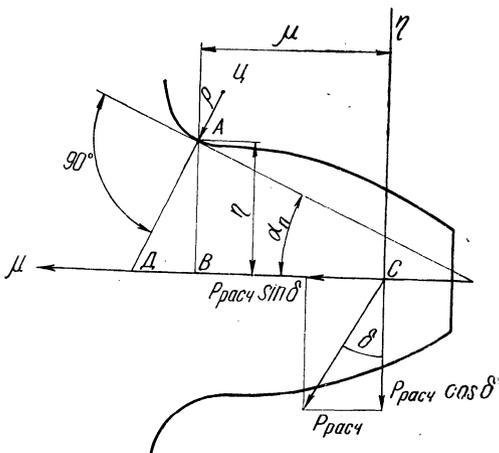


Рис. 1.

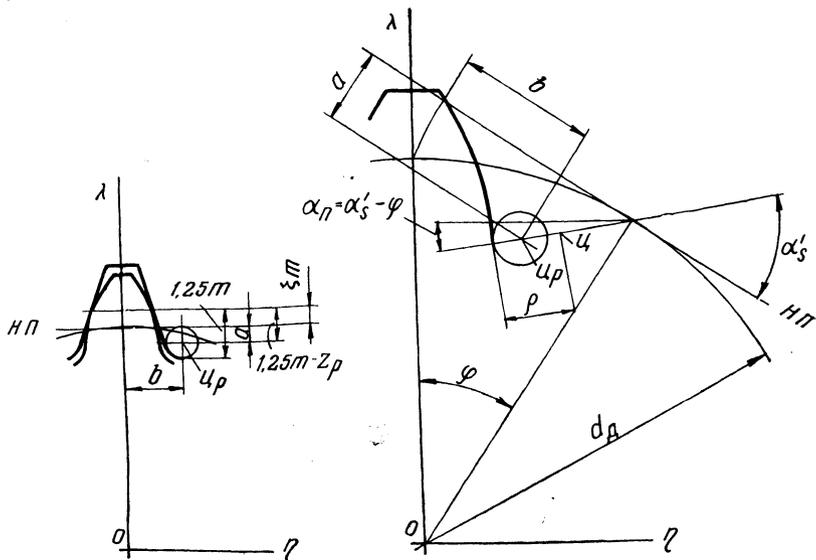


Рис. 2.

Координаты точки, принадлежащей переходной кривой (см. рис. 1, 2) η и λ , равны

$$\eta = r_d \sin \varphi - \left(\frac{a}{\sin \alpha'_s} + r_p \right) \cos (\alpha'_s - \varphi),$$

$$\lambda = r_d \cos \varphi - \left(\frac{a}{\sin \alpha'_s} + r_p \right) \sin (\alpha'_s - \varphi).$$

Коэффициент изгибных напряжений $\sigma_{1н}$ определяется на ЦВМ для двух случаев:

а) нагрузка приложена в вершине зуба; б) нагрузка приложена в верхней точке пересопряжения. Положение точки приложения нагрузки в наиболее опасный для прочности зуба момент зависит от точности изготовления колес и жесткости их зубьев, а также от коэффициента перекрытия, на который влияет число зубьев и высота головки зуба сопряженного колеса и межцентровое расстояние.

Опасным сечением зуба считается сечение, для которого $\sigma_{1н}$ имеет максимальное значение.

Если нагрузка приложена в вершине зуба, то расстояние $СД$ (см. рис. 1) и угол приложения нагрузки определяются в следующей последовательности:

1) угол давления в точке приложения нагрузки

$$\alpha_M = \arccos \left(\frac{r_d}{R_M} \cos \alpha \right), \quad R_M = R_e,$$

где R_e — радиус окружности выступов;

2) угол γ_e

$$\gamma_e = \frac{S_d}{2r_d} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_M,$$

где S_d — толщина зуба по дуге делительной окружности;

3) угол действия нагрузки

$$\delta_e = \alpha_M - \gamma_e,$$

4) расстояние $СД$

$$СД = \eta \text{tg } \alpha_n + R_M (\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \text{tg } \delta_e) - \lambda.$$

Если нагрузка приложена в верхней точке пересопряжения, то угол приложения нагрузки и расстояние $СД$ определяется в такой последовательности:

1) угол давления в точке M , ограничивающей на рассчитываемом зубчатом колесе зону зацепления одной пары зубьев,

$$\alpha_M = \arctg \left[\text{tg } \alpha - \frac{z_k}{z_{ш}} (\text{tg } \alpha_{ek} - \text{tg } \alpha) + \frac{2\pi}{z_{ш}} \right];$$

2) угол γ_M

$$\gamma_M = \frac{S_d}{2r_d} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_M;$$

3) угол приложения нагрузки

$$\delta_M = \alpha_M - \gamma_M;$$

4) расстояние CD

$$CD = \eta \text{tg } \alpha_n + R_M (\cos \gamma_M - \sin \gamma_M \text{tg } \delta_M) - \lambda,$$

где

$$R_M = r_d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_M}.$$

Из двух значений $\sigma_{1и}$, определенных для случаев «а» и «б», выбирается меньшее.

Вышеприведенный алгоритм был положен в основу программы расчета коэффициента изгибных напряжений на ЦВМ «Минск-2 (22)». Блок-схема программы представлена на рис. 3.

Как видно из блок-схемы, ЦВМ последовательно осуществляет расчет коэффициента $\sigma_{1и}$ при приложении нагрузки в вершине зуба и в верхней точке пересопряжения. Величины $\sigma_{1и1}$ и $\sigma_{1и11}$, соответствующие наиболее нагруженным сечениям зуба, выбираются из ряда частных значений $(\sigma_{1и})_i$, полученных через один градус угла α'_s (начальное значение $\alpha'_s = 20^\circ$). В опасном сечении α'_s уточняется до $1'$.

Длина программы составляет 473₈ ячеек.

Время расчета коэффициентов изгибных напряжений обоих колес зубчатой пары составляет 5÷40 сек и зависит от искомой величины угла α'_s .

Исходные данные для расчета коэффициента следующие:

$$\alpha_0^0; z_{ш}; z_k; c_0; \xi_{ш}; \xi_k; r_p; R_{еш}; R_{ек}; m; A; f_0.$$

На печать ТБПМ выводятся исходные данные и по каждому из зубчатых колес зубчатой пары величины

$$\sigma_{1и}; \delta; \eta; \rho; \alpha'_s; \alpha_n.$$

Приведенный алгоритм определения коэффициента изгибных напряжений может быть применен для цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления, нарезанной инструментом реечного типа. В случае необходимости определения $\sigma_{1и}$ для косозубой передачи ее параметры приводят к эквивалентной прямозубой передаче.

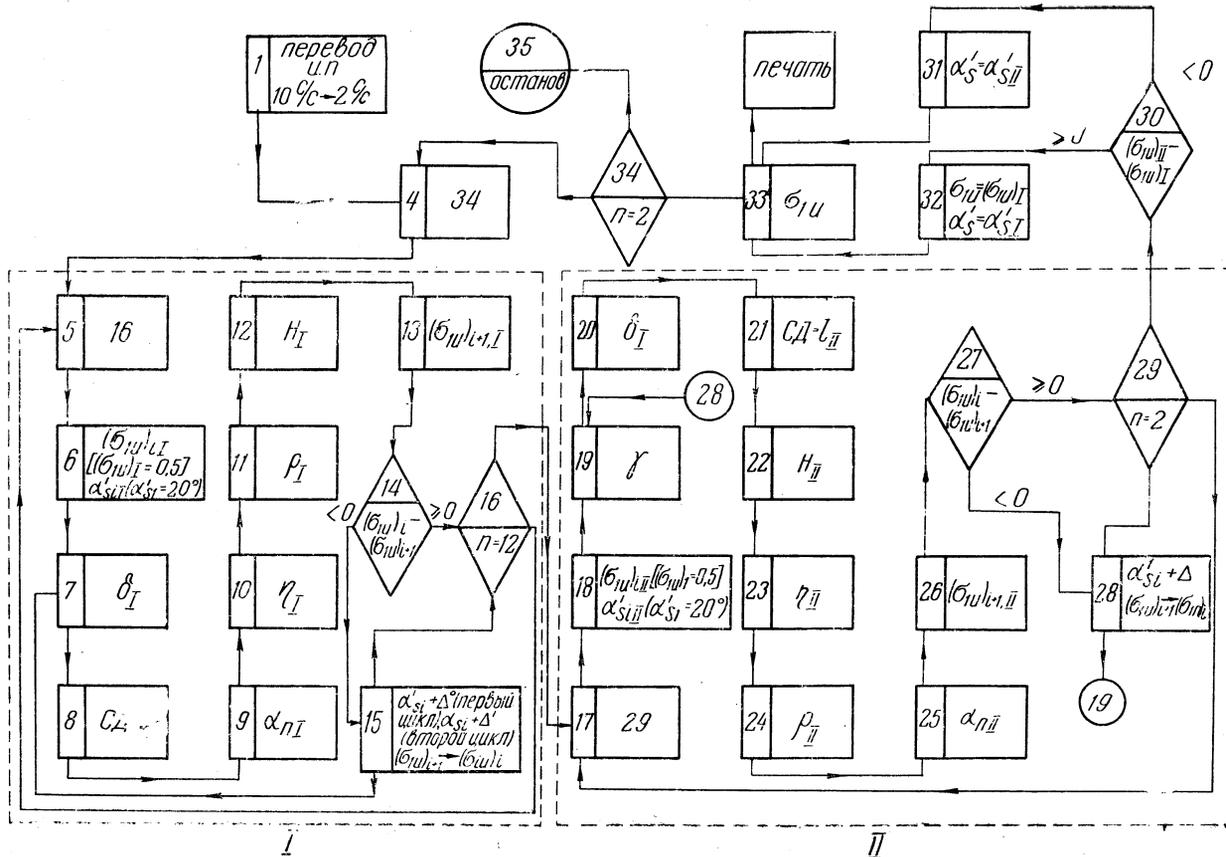


Рис. 3.

По разработанной программе нами был произведен расчет $\sigma_{1н}$ зубчатых пар коробки передач Ярославского моторного завода ЯМЗ-236, кинематическая схема которой приведена на рис. 4. Результаты расчета даны в табл. 1.

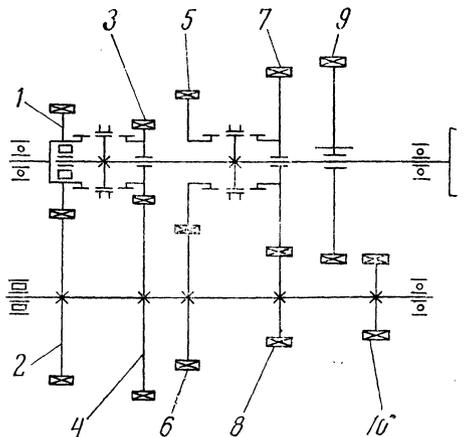


Рис. 4.

Литература

1. Андожский В. А. Расчет зубчатых передач. М., 1955.
2. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М., 1957.
3. Цитович И. С., Вавуло В. А., Хваль Б. Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.
4. Цитович И. С. и др. Методика проектирования и расчета зубчатых колес автомобилей и тракторов. Минск, 1966.