

2. Василенок В.Д. Расчет геометрии эвольвентных передач с несимметричным зубом. Депонирована в БелНИИНТИ в 1982, №3338, 24 с.

3. Оников В.В. Исследование концентрации напряжений с применением биполярных координат. – В сб. научн. тр. вып 36, – Л. Лист, 1969, с. 205–209.

4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами М. Машин, 1974, 264 с.

УДК 621.833

UDC 621.833

## РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С НЕСИММЕТРИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ

## CALCULATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF A CYLINDRICAL GEAR WITH A NON-SYMMETRIC PROFILE

Василенок В.Д., Бирич В.В.  
Vasilenok V.D., Birich V.V.

Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

*Аннотация.* Разработан алгоритм расчета геометрических и прочностных параметров зубчатых передач с несимметричным профилем зуба. В ходе исследования были выведены точные геометрические зависимости в том числе и размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев и размера по роликам (шарикам). Программы использовались при выборе рациональных передач приводов машин и при проектировании пресс-форм.

*Summary.* An algorithm for calculating the geometric and strength parameters of gears with an asymmetric tooth profile has been developed. In the course of the study, exact geometric dependencies, including dimensions, were derived to control the relative position of opposite tooth profiles and the size of the rollers (balls). The programs were used in the selection of rational transmissions of machine drives and in the design of molds.

Несимметричными называют зубья, у которых на делительной или любой другой окружности углы профиля на правой и левой стороне неодинаковы. Зубчатая пара, составленная из колес с такими зубьями, работает при реверсировании с различными углами зацепления. Уменьшение угла профиля на нерабочей стороне зуба по сравнению с рабочей расширяет область существования передачи в зоне заостренных зубьев. Такие передачи могут

оказаться эффективными, когда реализация выбранных параметров лимитируется заострением зубьев, например, при малых числах зубьев и больших коэффициентах смещения. Для проектирования в обобщающих параметрах эвольвентных зубцов с требуемой относительной толщиной на окружности вершин при наибольшем коэффициенте перекрытия и угле зацепления (при необходимости снижения жесткости зубьев, а также для создания благоприятных условий профилирования переходных кривых) применяют передачи с несимметричным профилем зуба [1]. На основании [2,3] был разработан алгоритм расчета геометрических и прочностных параметров зубчатых передач с несимметричным профилем зуба.

Здесь приведено краткое описание пакета прикладных программ по расчету основных параметров зубчатых колес с несимметричным профилем зуба. Обозначения соответствуют ГОСТ 16532-70:  $\vartheta_{1,2, 1HP, 2HP}$  – углы профиля на окружности заострения в шестерни и колеса на рабочей и нерабочей стороне зуба,  $\alpha_{tWHP}$  – углы зацепления  $\epsilon_{\alpha}, \alpha_{HP}$  – коэффициенты торцового перекрытия,  $0,5 \cdot S_{a1, a2}$  – часть толщины зуба на окружности вершины от рабочей стороны поверхности зуба до условной оси симметрии зуба.

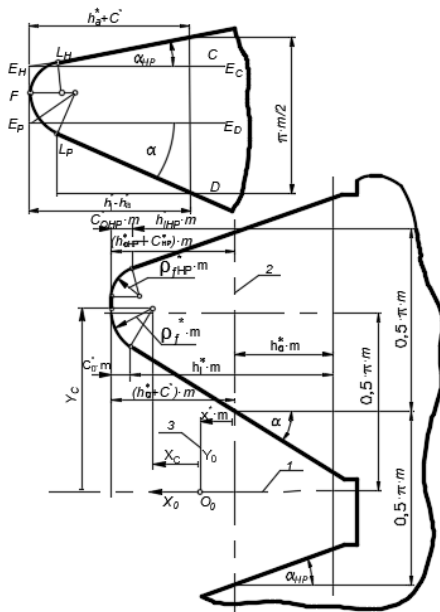


Рис. 1. Исходный производящий контур

Параметры  $\nu_{1,2}$ ,  $\alpha_{1HP, 2HP}$  и  $\alpha_{tw, twHP}$  связаны соотношением

$$\vartheta_{1,2, 1HP, 2HP} = \text{in} \vartheta_{\alpha_{tw, twHP}} + \frac{0,5\pi + 2x_{1,2}^* \text{tg} \alpha_{tw, twHP}}{Z_{1,2}} \quad (1)$$

тогда максимально возможный радиальный зазор

$$C_{OHP \max}^* = \left[ \frac{\pi}{2} - (h_a^* + C^*) (\text{tg} \alpha_{HP} + \text{tg} \alpha) - \rho_f^* \text{tg} \left( 45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) \right] \cos \alpha_{HP} \quad (2)$$

В ходе исследования были выведены точные зависимости размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев, размера М по роликам (шарикам). Уравнение, связывающее углы профилей в точках на концентрических окружностях зубьев, проходящих через центр ролика (шарика)

$$\text{in} \vartheta_{\alpha_{D, DN}} + \text{in} \vartheta \arccos(E) - D \cdot (F) / (m \cdot z) + \eta_b + \eta_{bH} = 0 \quad , \quad (3)$$

где  $E = (r_{b, bH} \cdot \cos \alpha_{D, DN}) / r_{bH, b}$  ,  $F = \frac{1}{\cos \alpha_{p, H}} + \frac{1}{\cos \alpha_{H, p}}$

На диаметре концентрической окружности  $d_D = \frac{d_{b, bH}}{\cos \alpha_{D, DN}}$

Представленный ППП (рис.2) расчета позволяет определять как геометрические параметры передачи, включая величины контролируемых параметров, так и просчитывать геометрию зуба отдельного зубчатого колеса поточечно, например, для проектирования пресс-форм. В таблице приведен расчет передачи по представленному ППП и спроектированной в обобщающих параметрах.

В ППП входят основные модули

PNDAA- проверка ограничений на исходные данные.

GEOME- расчет геометрических параметров зубчатого колеса.

OGL-определение координат граничной точки профиля зуба.

MDF-определение параметров модификации.

PRITY-расчет параметров притупления .

GRAR, HARIK-расчет предельных диаметров измерительных роликов и шариков.

POLK-автоматический выбор диаметра ролика.

HORM-расчет длины общей нормали.

INTE- проверка отсутствия интерференции зубьев.

DOPYSK- выбор допусков по стандарту.

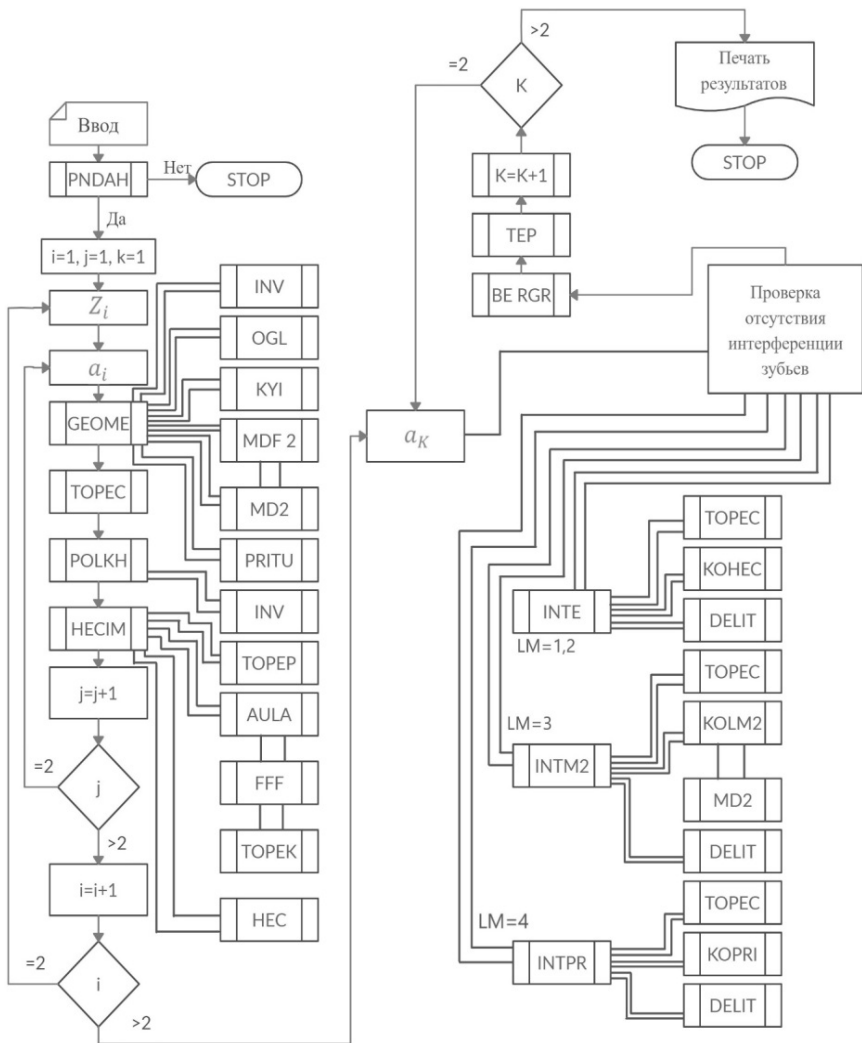


Рис. 2. Блок-схема программы расчета геометрических параметров передачи с несимметричными профилями

В таблице приведен расчет передачи  $z_1 = 17$ ,  $z_2 = 28$  по ППП с проецированной в обобщающих параметрах.

Таблица 1 – Основные геометрические параметры передачи, рассчитанной по ППП

$Z_1$	$Z_2$	$\frac{v_{1P}}{v_{1HP}}$	$\frac{v_{2P}}{v_{2HP}}$	$\frac{a_{tW}}{a_{tWHP}}$	$\frac{h^*_a}{h^*_{aHP}}$
17	28	<u>41,50°</u>	<u>36,81°</u>	<u>30,5°</u>	<u>1,075</u>
		37,31°	32,1°	19,5°	1,1467
$h^*_i$	$\frac{C^*}{C_{HP}}$	$\frac{\rho^*_f}{\rho^*_{fHP}}$	$\frac{x_2}{x_2}$	$\frac{S_{ta1}}{S_{ta2}}$	$\frac{\varepsilon_\alpha}{\varepsilon_{\alpha HP}}$
2,15	<u>0,2</u>	<u>0,4061</u>	0,163	<u>0,3</u>	<u>1,4</u>
	0,1283	0,1926	-0,163	0,47	1,68

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вулгаков, Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. М., Машиностроение, 1974, 264 с.
2. Андожский, В.Д., Борисов Н.К., Василенок В.Д. Определение размера зубчатого колеса по роликам. Вестник машиностр., 1981, № 5, с. 19-22.
3. Василенок, В.Д. Расчет геометрии эвольвентных передач с несимметричным зубом. Депонирована в БелНИИТИ в 1982, № 338, 24 с.