

**Выводы.** Анализ результатов расчетов позволяет сделать следующие выводы. Критические напряжения для подкрепленных оболочек существенно выше, чем для гладкой оболочки. Величины динамических критических напряжений (коэффициентов динамичности) растут с возрастанием скорости нагружения, и могут существенно (в несколько раз) превышать статические критические напряжения. При этом изменяются и формы волнообразования оболочечных элементов. Для подкрепленных оболочечных элементов возможно скачкообразное возрастание числа волн, соответствующее переходу к качественно новым случаям деформации. Например, для оболочки, подкрепленной перекрестной системой ребер, при достижении скоростью возрастания нагрузки величины  $\gamma = 5 \cdot 10^5$  МПа/с деформирование изменилось от общего случая деформирования с  $n = 10$  и  $m = 2$ , когда ребра и изгибаются, и закручиваются, к форме деформирования с  $n = 30$ ,  $m = 24$ , когда ребра обоих направлений только закручиваются. Изложенное свидетельствует о том, что подкрепление элементов существенно повышает их несущую способность и что с ростом скоростей нагружения влияние дискретности расположения ребер возрастает.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Власов, В. З. Общая теория оболочек и ее приложение в технике / В. З. Власов. – М.-Л. : ГИТЛ, 1949. – 784 с.
2. Амиро И. Я., Заруцкий В. А. Теория ребристых оболочек. – К. : Наук. Думка, 1980. – 368 с. – (Методы расчета оболочек : В 5-ти т. ; Т. 2).

УДК 62-233.3

#### ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**С. В. Монтик**

Брестский государственный технический университет,  
г. Брест, Республика Беларусь

Цилиндрические зубчатые передачи широко используются в различных приводах машин, оборудовании, оснастки и приборов благодаря своей простоте и технологичности, малым габаритам, высокому КПД, постоянству передаточного отношения, возможности применения в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений, надежности. Около 80 % от общего числа зубчатых передач в машиностроении приходится на эвольвентные цилиндрические передачи. В связи с этим возникает задача проектирования зубчатых цилиндрических передач, которые удовлетворяют требованиям повышенной прочности, долговечности, износостойкости и плавности работы. При проектировании зубчатых передач необходимо обеспечить расчет их геометрических и прочностных параметров в соответствии с действующими стандартами (ГОСТ 16532-70 [1] и ГОСТ 21354-87 [2]), а также разработку рабочих чертежей в соответствии с требованиями ЕСКД.

С целью автоматизации процесса проектирования и расчета, разработки трехмерных моделей и рабочих чертежей зубчатых передач рассмотрим возможность применения такого современного программного обеспечения как российская импортонезависимая система трехмерного проектирования КОМПАС-3D V21 ООО «АСКОН - Системы проектирования» с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D», в состав которых входит модуль КОМПАС-GEARS. Система КОМПАС-3D представляет собой САД-систему с некоторыми возможностями и средствами CAE и САМ-систем.

Модуль расчета механических передач КОМПАС-GEARS позволяет выполнять расчет зубчатые цилиндрических эвольвентные передачи с постоянным передаточным отношением. Можно последовательно выполнить геометрический расчет, расчет на прочность и расчет на выносливость, а также проектный и восстановительный расчет.

При выполнении проектного расчета определяется параметры зубчатой передачи в зависимости от заданных условий ее работы. Проектный расчет возможен: 1) по заданному межосевому расстоянию и передаточному отношению; 2) по числам зубьев передачи. Использование первого варианта возможно, например, при проектировании редукторов общемашиностроительного назначения, для которых задается стандартные значения межосевых расстояний и передаточных отношений. Второй вариант возможен при проектировании коробок скоростей, привода подач, когда первоначально определяется передаточное отношение, числа зубьев, а затем выполняется прочностной расчет зубчатой передачи. Расчет осуществляется методом дискретного поиска. В результате будут предложено до 15 вариантов параметров передачи, обеспечивающих прочность и планируемый ресурс работы при заданной циклограмме нагружения, заданном материале и наложенных геометрических ограничениях. Результаты проектного расчета для заданных чисел зубьев представлены на рисунке 1. Рекомендуется при рассчитанном очень большом ресурсе передачи задавать коэффициентам ограничения усталостных повреждений, равным нулю (по умолчанию 0,6), при этом в расчете эквивалентных напряжений будут учтены все нагрузки.

В дальнейшем для выбранного варианта последовательно выполняются геометрический расчет, расчет на прочность и долговечность, результаты которых можно экспортировать в различные форматы, а также создать 3D-модели зубчатых колес, рабочие чертежи зубчатых колес с таблицей с параметрами по ГОСТ 2.403-75.

Выбор оптимальных вариантов зубчатой передачи методом дискретного поиска

Старт поиска    Просмотр результатов расчётов выбранного варианта    Ввод геометрических ограничений поиска

Параметры передачи :  $\alpha = 18$ ,  $\alpha_0 = 76$ , исходный контур по ГОСТ 13755-2015

| №     | Модуль, мм | Ширина зубчатого венца, мм | Угол наклона зубьев | Коэффициенты смещения исходного контура |        | Межосевое расстояние, мм | Объем занимаемый зубчатых колёсами, см <sup>3</sup><br>$V = \pi \cdot (d_{a1}^2 + d_{a2}^2) \cdot b \cdot \alpha$ | Результаты прочностного расчёта на долговечность |                     |              |                      | Результаты прочностного расчёта при действии максимальной нагрузки |             |             |             |        |
|-------|------------|----------------------------|---------------------|---|--------|--------------------------|---|--|---------------------|--------------|----------------------|--|-------------|-------------|-------------|--------|
|       |            |                            |                     | Коэффициенты запаса                     |        |                          |   | Ресурс передачи, час                             | Коэффициенты запаса |              | Ресурс передачи, час |  |             |             |             |        |
|       |            |                            |                     | контакт                                 | изгиб  |                          |   |  | контакт             | изгиб        | контакт              | изгиб  |             |             |             |        |
| $m_n$ | $b$        | $\beta$                    | $x_1$               | $x_2$                                   | $a_w$  |                          | $\eta_{HE1}$  | $\eta_{HE2}$                                     | $\eta_{FE1}$        | $\eta_{FE2}$ | $L_H$                | $\eta_{H1}$  | $\eta_{H2}$ | $\eta_{F1}$ | $\eta_{F2}$ |        |
| 1     | 3.25       | 89.9                       | 30°                 | 0.1432                                  | 0.9214 | 179.67                   | 6637.1  | 1.621  | 1.062               | 2.42         | 3.542                | 15336  | 1.936       | 1.659       | 11.089      | 10.112 |
| 2     | 3.5        | 91.7                       | 24°                 | 0.2362                                  | 1.0326 | 184.23                   | 7120.1  | 1.54   | 1.008               | 2.068        | 3.008                | 11241  | 1.839       | 1.576       | 9.527       | 8.636  |
| 3     | 3.5        | 80.8                       | 33°                 | 0.102                                   | 0.7312 | 198.96                   | 7305.6  | 1.61   | 1.055               | 2.013        | 2.922                | 14705  | 1.923       | 1.648       | 9.278       | 8.389  |
| 4     | 3.75       | 96.3                       | 21°                 | 0.2431                                  | 1.1782 | 193.73                   | 8279.2  | 1.556  | 1.019               | 2.149        | 3.155                | 11974  | 1.858       | 1.592       | 9.955       | 9.104  |

| Наименование расчётного параметра (расчёт на долговечность) | Обозначение   | Ведущее колесо | Ведомое колесо |
|---|---------------|----------------|----------------|
| Допускаемые напряжения по контакту, МПа                     | $\sigma_{HP}$ | 954.55         | 581.82         |
| Эквивалентные напряжения по контакту, МПа                   | $\sigma_{HE}$ | 613.53         | 570.9          |
| Допускаемые напряжения по изгибу, МПа                       | $\sigma_{FP}$ | 277.63         | 287.91         |
| Эквивалентные напряжения по изгибу, МПа                     | $\sigma_{FE}$ | 129.18         | 91.27          |
| Ресурс по контакту, час                                     | $L_H$         | 195184         | 11974          |
| Ресурс по изгибу, час                                       | $L_F$         | 50840370       | 10059703       |

|    |      |      |     |        |        |        |        |       |       |       |       |       |       |       |        |        |
|----|------|------|-----|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| 5  | 3.75 | 76.5 | 32° | 0.1114 | 0.7653 | 210.99 | 7782.4 | 1.597 | 1.046 | 2.061 | 2.99  | 14024 | 1.908 | 1.635 | 9.548  | 8.631  |
| 6  | 4    | 97.5 | 10° | 0.3423 | 1.3056 | 196.87 | 8655.4 | 1.589 | 1.041 | 1.994 | 2.895 | 13602 | 1.898 | 1.627 | 9.284  | 8.398  |
| 7  | 4    | 98.4 | 11° | 0.3374 | 1.3555 | 197.64 | 8803.3 | 1.597 | 1.046 | 2.04  | 2.969 | 13990 | 1.907 | 1.634 | 9.498  | 8.611  |
| 8  | 4    | 59.2 | 33° | 0.0751 | 0.7855 | 227.48 | 7003.8 | 1.609 | 1.054 | 2.182 | 3.174 | 14673 | 1.922 | 1.647 | 10.156 | 9.206  |
| 9  | 4.25 | 76.6 | 0°  | 0.3559 | 1.3094 | 206.13 | 7456.9 | 1.665 | 1.091 | 1.966 | 2.851 | 17988 | 1.989 | 1.704 | 9.192  | 8.307  |
| 10 | 4.25 | 76.6 | 0°  | 0.3559 | 1.3094 | 206.13 | 7456.9 | 1.665 | 1.091 | 1.966 | 2.851 | 17988 | 1.989 | 1.704 | 9.192  | 8.307  |
| 11 | 4.25 | 60.1 | 29° | 0.1213 | 0.9753 | 232.81 | 7459.1 | 1.642 | 1.076 | 2.436 | 3.568 | 16548 | 1.961 | 1.681 | 11.391 | 10.397 |
| 12 | 4.25 | 55.1 | 31° | 0.0914 | 0.9014 | 237.07 | 7087.7 | 1.635 | 1.071 | 2.371 | 3.465 | 16137 | 1.953 | 1.674 | 11.086 | 10.096 |
| 13 | 4.5  | 66   | 0°  | 0.3489 | 1.3446 | 218.36 | 7212.4 | 1.662 | 1.089 | 2.036 | 2.959 | 17786 | 1.985 | 1.701 | 9.562  | 8.661  |

Выбрать вариант и перейти к выполнению геометрического расчёта    Отмена

Рисунок 1 – Результаты проектного расчета в модуле КОМПАС-GEARS

Геометрический расчет зубчатой передачи возможен для следующих вариантов: по межосевому расстоянию (по заданному межосевому расстоянию  $a_w$  определяется суммарный коэффициент смещения  $x_\Sigma$ , значение которого разби-

вается на  $x_1$  и  $x_2$ ); по коэффициентам смещения  $x_1$  и  $x_2$  (по коэффициентам смещения  $x_1$  и  $x_2$  определяется межосевое расстояние  $a_w$ ; начальные значения коэффициентов смещения можно задать в соответствии с рекомендациями ГОСТ 16532-70 либо по рассчитать при помощи специальной методики).

При вводе исходных данных при выборе модуля можно выбрать следующие варианты исходного контура: крупномодульные передачи с исходным контуром по ГОСТ 13755-2015 [3]; мелкомодульные передачи с исходным контуром по ГОСТ 9587-81; крупномодульные высоконапряженные передачи с исходным контуром по ГОСТ Р 50531-93; метрические модули (исходный контур по стандартам других стран); питчевые модули (исходный контур по стандартам других стран); двойной диаметральный (дробный) питч по стандарту фирмы Феллоу (USA); нестандартный модуль или (и) нестандартный исходный контур.

При выполнении геометрического расчета возможно выбрать и задать коэффициенты смещения. Одним из вариантов является расчет коэффициентов смещения по многокритериальной методике оптимизации зубчатого зацепления (см. рисунок 2), которая заключается в поиске множества решений (значений коэффициентов смещений  $x_1$  и  $x_2$  и параметров работоспособности передачи) для всех возможных сочетаний следующих критериев: 1) контактной прочности (запасу прочности по контактным напряжениям); 2) прочности по изгибу (запасу прочности по изгибным напряжениям); 3) равнопрочности по изгибу зубьев ведомого и ведущего колеса; 4) износостойкости и наибольшему сопротивлению заеданию; 5) плавности работы передачи. При этом используется и строится интерактивный блокирующий контур (см. рис.3), используя который пользователь может выбрать требуемые коэффициенты смещения. Блокирующий контур зубчатой передачи – это область сочетаний коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ , ограниченная линиями геометрических и качественных показателей. Суть блокирующего контура состоит в том, чтобы на плоскости координат  $x_1$  и  $x_2$  показать границы, внутри которых будет обеспечена кинематически правильная работа зубчатой передачи. Более подробно данная методика описана в работе [4] и в ГОСТ 16532-70 [1].

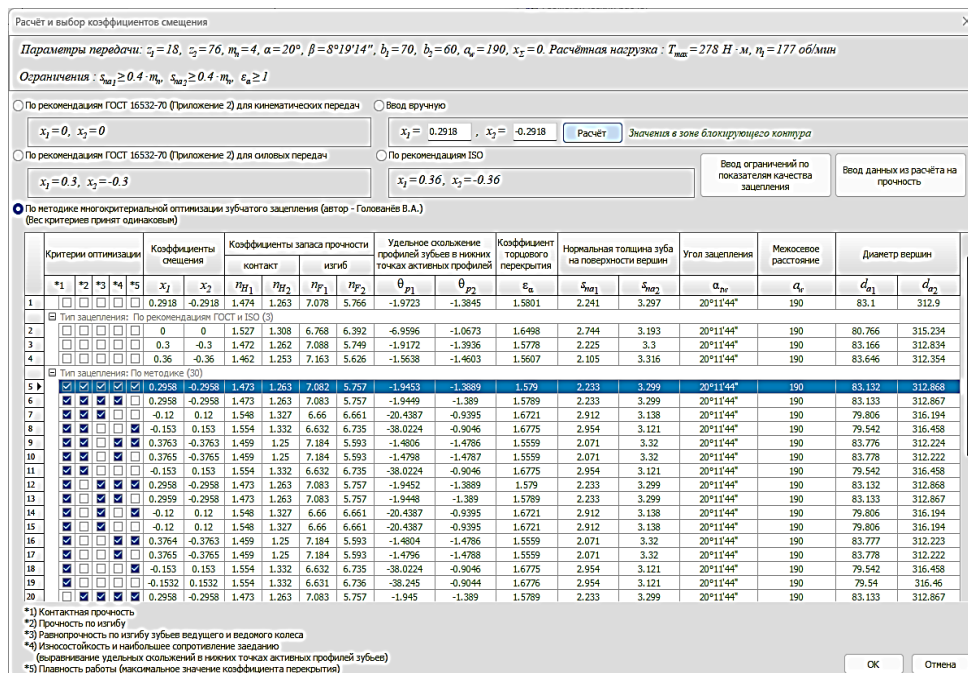
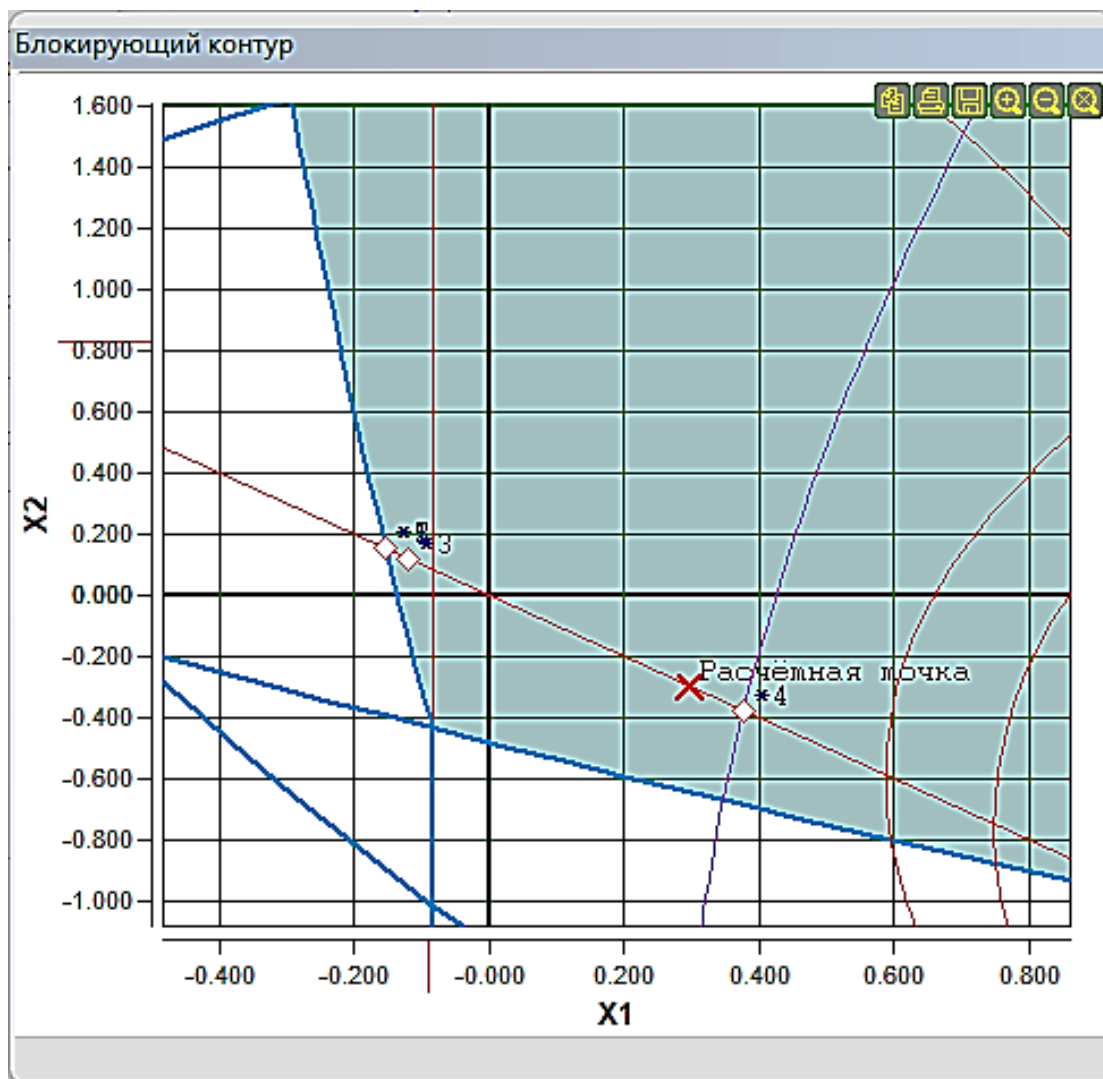


Рисунок 2 – Результаты расчета коэффициентов смещения по многокритериальной методике оптимизации зубчатого зацепления



**Рисунок 3 – Интерактивный блокирующий контур**

После выполнения геометрического расчета необходимо выполнить расчет на прочность при действии максимальной нагрузки (задается крутящий момент и частота вращения). После выполнения расчета на прочность выполняется расчет на долговечность, для которого задается планируемый ресурс работы передачи (в часах) и режимы нагружения в виде циклограммы крутящий момент – частота вращения для ведущего колеса, продолжительности работы на каждом режиме.

Приложение «Валы и механические передачи 2D» интегрировано с приложением «Оптимизация IOSO-K», разработанным компанией «СИГМА Технология». Средствами приложения можно оптимизировать параметры цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления с учетом различных значений параметров исходного контура и коэффициентов смещения. Запуск процесса оптимизации инициируется при выборе модуля и исходного контура передачи, если указан вариант «Нестандартный исходный контур». В данной статье оптимизация IOSO-K не рассматривается.

Проведенный анализ приложений «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D» системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D V21 показал широкие возможности для выполнения проектных

расчетов, а также геометрических и прочностных расчетов зубчатых цилиндрических передач в соответствии с действующими стандартами, а также разработки 3D-моделей и рабочих чертежей в соответствии с требованиями ЕСКД. При этом используются различные методы оптимизации геометрических параметров зубчатых передач.

Однако нужно отметить, что в рассмотренных выше приложениях не предусмотрено выполнение проектировочных расчетов на контактную выносливость для определения ориентировочного диаметра начальной окружности шестерни или межосевого расстояния передачи, а также проектировочных расчетов на выносливость зубьев при изгибе для определения ориентировочного значения модуля по методикам, изложенным в ГОСТ 21354-87.

Также при выполнении проектировочных расчетов не всегда возможно задать циклограмму работы передачи. В ряде случаев удобно использовать типовые режимы нагружения, однако возможности ввода режимов нагружения в таком виде не предусмотрено.

При выполняемом проектном расчете с использованием метода дискретного поиска в некоторых случаях угол наклона зубьев превышает рекомендованные значения для косозубой передачи. Ограничения по данному параметру на задаются.

Несмотря на указанные выше особенности системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D», целесообразно использовать в учебном процессе при изучении учебной дисциплины «Детали машин» и выполнении курсового проекта по данной дисциплине у студентов механических специальностей.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии: ГОСТ 16532-70. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 41 с.
2. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
3. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходные контуры: ГОСТ 13755-2015. – М. : Стандартинформ, 2016. – 15 с.
4. Голованев, В. А. Применение оптимизационных методов и интерактивного блокирующего контура при выборе коэффициентов смещения (корригировании) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления // САПР и графика. – 2014. – № 11. – С. 2–6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://sapr.ru/article/24715>. – Дата доступа: 17.08.2023.