

Результаты сравнительных полевых испытаний показали, что при работе посевного агрегата, оснащенного системой бесконтактного высотного регулирования, заделка семян в рабочем слое увеличивается на 4,5 % по сравнению с позиционным регулированием навесного устройства. Это позволило уменьшить до 2-х раз неравномерность заделки семян сельскохозяйственных культур и повысить их урожайность.

Применение данного подхода при регулировании функциональных параметров пахотного агрегата в рамках сравнительных испытаний показывает, что неравномерность глубины обработки при высотном способе с использованием бесконтактного копирования рельефа поверхности поля имеет наименьшее значение и соответствует агротехническим требованиям. Поэтому применение ультразвукового датчика расстояния с соответствующим алгоритмическим и программным обеспечением в системах высотного регулирования положения рабочих органов сельхозмашин достаточно перспективное направление исследований.

Список цитированных источников

1. Мировые тенденции развития сельскохозяйственной техники, представленные на международной выставке «Agritechnika-2011» // Научно-практический центр НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства [Электронный ресурс]. – 2015. – Режим доступа: http://belagromech.by/img/articles/2012.01.26_3_tim_lep_sam/Vist_ganover_samosuk.pdf. – Дата доступа: 24.05.2024.

2. Улучшение тягово-сцепных свойств [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://shsd.kz/hodovaya-chast-kolesnogo-traktora/48-uluchshenie-tyagovo-scepnyh-svoystv.html>. – Дата доступа: 15.05.2024.

3. Строк, Е. Я. Бесконтактное копирование рельефа поверхности поля рабочими органами сельхозмашин с использованием акустических методов / Е. Я. Строк [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. – № 6. – С. 35–40.

УДК 621.833.1

Круковский Т. М.

Научный руководитель: к. т. н., доцент Монтик С. В.

РАЗРАБОТКА ПРИКЛАДНОЙ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

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

межгосударственными стандартами ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 21354-87, а также разработку рабочих чертежей в соответствии с требованиями ЕСКД.

Рассмотрим возможности современного программного обеспечения для расчета зубчатых цилиндрических передач на примере российской импортонезависимой системы 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 определяются параметры зубчатой передачи в зависимости от заданных условий ее работы. Проектный расчет возможно осуществить для следующих исходных данных: 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. Вторым вариантом 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 будет предложено до 15 вариантов параметров передачи, обеспечивающих прочность и планируемый ресурс работы при заданной циклограмме нагружения, заданном материале и наложенных геометрических ограничениях.

Геометрический расчет зубчатой передачи возможен для следующих вариантов: по межосевому расстоянию (по заданному межосевому расстоянию a_w определяется суммарный коэффициент смещения x_Σ , значение которого разбивается 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).

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.

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 [1].

Систему трехмерного проектирования КОМПАС-3D с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D» возможно использовать в учебном процессе при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин». Однако для удобства выполнения расчетов целесообразно разработать специальную компьютерную программу для прочностного расчета зубчатых цилиндрических передач, которая бы учитывала методические рекомендации.

На кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета была разработана методика упрощенного расчета цилиндрических зубчатых передач [2, 3], которая позволяет лучше изучить методику расчета зубчатых передач, работающих в закрытых корпусах.

ГОСТ 21354-87 рекомендует начинать проектный расчет эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с ориентировочного определения диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} (мм) или межосевого расстояния a_w (мм):

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} (u - 1) / (\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u^2)} \quad (1)$$

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2)} \quad (2)$$

где K_d и K_a – вспомогательные коэффициенты: для прямозубых передач $K_1 = 770$, $K_1 = 495$; для косозубых и шевронных передач $K_1 = 675$, $K_2 = 430$; T_2 – вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой пары, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; u – передаточное число; $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$, $\psi_{ba} = b_w / a_w$, коэффициент рабочей ширины передачи b_w относительно соответственно межосевого расстояния a_w или начального диаметра шестерни d_{w1} ; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для зубчатой пары в сборе, МПа.

В формулах (1) и (2) разные единицы физических величин: T_2 в Н·м, d_{w1} и a_w – в мм. $[\sigma_H]$ – в МПа.

В предлагаемой методике рекомендуется при проверочном расчете передач на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев для определения расчетных контактных напряжений σ_H (МПа) в полюсе зацепления используется формула

$$\sigma_H = \sqrt{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{H\alpha} K_A (u + 1) / (b_W d_{W1} u)}. \quad (3)$$

В формуле (3): T_2 – в Н·мм; F_t – окружная сила в зацеплении, Н ($F_t = 2T_2/d_{W2}$ или $F_t = 2T_1/d_{W1}$); $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении и принимаемый по таблицам [2, 3]. K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; b_W и d_{W1} – в мм.

Для цилиндрических косозубых зубчатых передач формулы для определения a_W и σ_H имеют вид:

$$a_W = (0,74 \dots 0,76)(u + 1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A / (\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2)}, \quad (4)$$

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \sqrt{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{H\alpha} K_A (u + 1) / (b_W d_{W1} u)}, \quad (5)$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения нагрузочной способности косозубой зубчатой передачи в сравнении с прямозубой зубчатой передачей ($Z_{H\beta} < 1$) [2; 3].

При учебном курсовом проектировании в формулах (3) и (5) рекомендуется принимать $d_{W1} = d_1$, как для зубчатых передач, выполненных без смещения инструмента, так и со смещением.

Расчет цилиндрических зубчатых передач на сопротивление усталости зубьев при изгибе проводят отдельно для шестерни 1 и колеса 2 по условию:

$$\sigma_{F1(2)} = F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} K_A Y_{FS1(2)} Y_{F\beta} / (b_{1(2)} m_n), \quad (6)$$

где $Y_{FS1(2)}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений. $Y_{F\beta}$ коэффициент повышения прочности косозубой передачи по напряжениям изгиба в сравнении с прямозубой передачей (для косозубой передачи $Y_{F\beta} < 1$, для прямозубой $Y_{F\beta} = 1$).

Для реализации данной методики была разработана прикладная программа на базе табличного процессора MS Excel, которая позволяет выполнять прочностной проектный и проверочный расчеты, а также геометрический расчет цилиндрических зубчатых передач в соответствии с методическим пособием к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» [4]. При выполнении проектирования передач в данной программе студент вводит свои исходные данные, самостоятельно выбирает в соответствии с рекомендациями материал и

термообработку деталей передачи, необходимые поправочные коэффициенты, при этом происходит автоматический пересчет данных. Это сокращает время выполнения курсового проекта и повышает его качество.

Данная прикладная программа внедрена в учебный процесс и используется при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин».

Список цитированных источников

1. Монтик, С.В. Применение современного программного обеспечения для расчета зубчатых цилиндрических передач / С.В. Монтик // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: сборник статей / Брестский государственный технический университет. – Брест : Издательство БрГТУ, 2023. – С. 92-96.

2. Санюкевич, Ф. М. Расчет закрытых передач зацеплением при курсовом проектировании по деталям машин / Ф. М. Санюкевич, С. В. Монтик, А. А. Волощук // Вестник Брестского государственного технического университета. Серия: Машиностроение. – 2009. – № 4. – С. 61–63. – Библиогр.: с. 63 (6 назв.).

3. Санюкевич, Ф. М. Расчет эвольвентных зубчатых передач при курсовом проектировании деталей машин / Ф. М. Санюкевич, С. В. Монтик // Вестник Брестского государственного технического университета. Серия: Машиностроение. – 2014. – № 4. – С. 47–49. – Библиогр.: с. 49 (3 назв.).

4. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине "Детали машин" для студентов технических специальностей : в 3 частях / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра "Машиностроение и эксплуатация автомобилей" ; сост.: С. В. Монтик [и др.]. – Брест : БрГТУ, 2022. – Часть 1. – 43 с. – Библиогр.: с. 36 (2 назв.). – 21 экз.

УДК 620.172

Миневич К. Д.

*Научные руководители: к. ф.-м. н., доцент Веремейчик А. И.;
к. т. н., доцент Нерода М. В.*

ИСПЫТАНИЯ НА ИЗГИБ ОБРАЗЦОВ ИЗ СТАЛИ 10Г2 ПОСЛЕ ТЕРМООБРАБОТКИ ЛАЗЕРОМ

Образцы из конструкционной стали 10Г2 толщиной 6 мм, шириной 20 мм и длиной 200 мм (отклонения от указанных размеров учтены при обработке результатов) подвергались лазерной поверхностной обработке излучением волоконного иттербиевого лазера мощностью 1 кВт с объективом для фокусировки лазерного излучения, системой перемещения и сканирующей лазерный луч головкой [6] при различных режимах обработки. Для каждого режима лазерной закалки и легирования использовалось три образца. На противоположных плоскостях образца с габаритными размерами 20 x 200 мм наносились 5 дорожек шириной по 4 мм, длиной 170 мм. Прохождение каждой дорожки производилось от одного заранее отмеченного торца образца (рисунок 1). Размер лазерного пятна равен 0,35 мм. Расстояние от поверхности образца до последнего дефлектора составило 450 мм. При лазерном легировании на образцы предварительно наносилась смесь бора аморфного с ацетоном и клеем БФ-4.