

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ ПРИВОДОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА НА БАЗЕ MS EXCEL

Mihail Erohin, Alexandr Samoylenko

Moskov State Agroengineering University

Name after V.P. Goryachkin

e-mail: samoilenkoalex@mail.ru

Аннотация. Приводится описание модуля расчета цилиндрических передач разработанного программного комплекса, предназначенного для автоматизации проектного расчета узлов приводов сельскохозяйственных машин. Проанализировано влияние входных параметров цилиндрической зубчатой передачи на геометрические, силовые и прочностные характеристики проектируемого узла привода. Полученные расчетно-аналитические криволинейные зависимости позволяют определить наиболее рациональные варианты цилиндрической передачи, а также рекомендовать материал для проектируемого узла сельскохозяйственной машины.

Ключевые слова: зубчатая передача, проектирование, расчет, привод машины, надежность, коэффициент запаса прочности, твердость.

ВСТУПЛЕНИЕ

Механический привод сельскохозяйственных машин отличается от привода машин других отраслей конструктивными, эксплуатационными и технико-экономическими показателями, обусловленными особенностями конструкции и эксплуатации сельскохозяйственной техники, а именно [5, 7, 9, 12]:

- сезонность использования в течение года, ограниченная небольшими агротехническими сроками, что приводит к увеличению срока эксплуатации;
- работа и хранение в изменяющихся почвенно-климатических и биохимических условиях, что влияет на показатели надежности, сохраняемости и ремонтоспособности;
- минимальные затраты на техническое обслуживание и ремонт в период сезонных работ, обусловленное необходимостью снижения потерь при вынужденных простоях в период работ;

- низкая материалоемкость, связанная с ограничениями допустимой массы сельскохозяйственных машин с точки зрения агротехнических требований.

Изложенные выше особенности свидетельствуют о том, что механические приводы сельскохозяйственных машин относятся к системам многократного действия, для эксплуатации которых характерна цикличность. В конструкциях механических приводов необходимо использовать защитные покрытия и уплотнения, а также коррозионно-, износ- и температуростойкие материалы повышенной прочности и надежности [5, 9, 12].

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Зубчатые цилиндрические передачи широко применяются в приводах сельскохозяйственных машин и позволяют передавать движение при параллельном расположении осей с окружными скоростями до 200 м/с и мощностями, достигающими 100 000 кВт [5, 7, 9, 12]. Достоинством зубчатых передач являются возможность их использования в широком диапазоне нагрузок и скоростей, малые габаритные размеры, высокий КПД, высокая надежность и долговечность, постоянство передаточного числа [5, 7, 9]. Недостатки зубчатых передач: необходимость высокой точности изготовления, шум, возникающий при работе, невозможность в некоторых случаях получения точного значения передаточного числа в связи с тем, что число зубьев должно быть целым [5, 7, 9, 12].

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Для автоматизации расчета и проектирования приводов сельскохозяйственных машин был разработан программный комплекс, позволяющий проводить расчет различных приводов [5, 8]. Отличительной особенностью программы является то, что данный комплекс построен на многомодульной основе, с помощью которой возможно проведение проектного расчета как привода, так и отдельных его составляющих узлов.

На рис.1. представлен общий вид модуля расчета цилиндрических зубчатых передач. Удобное пользовательское меню дает возможность легко варьировать входными расчетными параметрами, а также отслеживать значение локальных коэффициентов на величины геометрических, силовых и прочностных характеристик проектируемой зубчатой цилиндрической передачи [1, 3, 5, 7]. Также стоит отметить возможность постоянного обновления баз данных для расчетов. Так, например, для расчета цилиндрических зубчатых передач принимается в расчет заранее внесенная база данных материалов, используемых при изготовлении зубчатых колес. При необходимости внести материал, который не был учтен в базовой версии программного модуля, достаточно добавить соответствующие характеристики в базу данных материала и перезапустить программу.

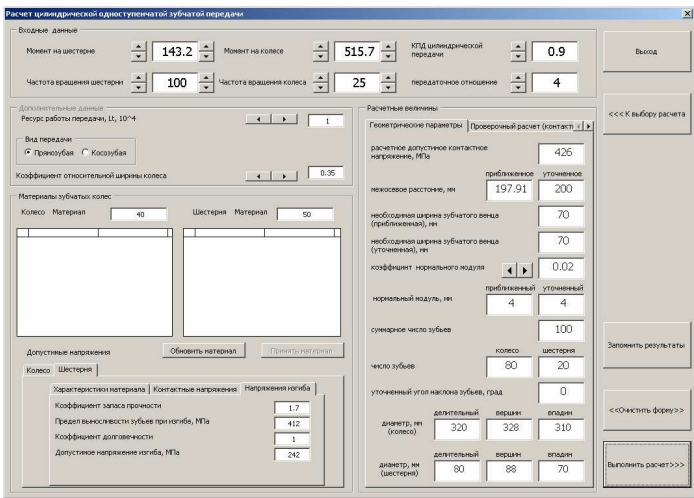


Рис. 1. Общий вид модуля расчета цилиндрической зубчатой передачи

Fig. 1 General view of the module of calculation of the cylindrical gearing

С помощью разработанного программного комплекса был проведен анализ цилиндрических прямозубых зубчатых передач. В таблице 1 представлен диапазон исследуемых передач. Все проектируемые конструкции были разбиты на несколько групп: по мощности передачи, по частоте вращения шестерни. Диапазон варьируемых величин соответствует диапазонам мощностей и частотам вращения выходных звеньев приводов животноводческих машин, таких как кормораздатчики и транспортеры различного профиля работы.

Таблица 1. – Входные данные для расчета цилиндрических зубчатых передач.

Sformatowano: Czcionka: Times New Roman, 9 pt

Tabl 1. Input data for calculation cylindrical gearing

N, кВт	1	1.5	2	2.5	3	
n_1 , об/мин						M_1 , Н
100	95.5	143.2	191.0	238.7	286.5	
500	19.1	28.6	38.2	47.7	57.3	
1000	9.5	14.3	19.1	23.9	28.6	
1500	6.4	9.5	12.7	15.9	19.1	
2500	3.8	5.7	7.6	9.5	11.5	

Расчет целесообразно начинать с определения геометрических параметров. На первом этапе расчета определяется ориентировочное значение межосевого расстояния, мм [4, 5, 7, 9, 11].

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

На рис. 2 представлены гистограммы распределения межосевого расстояния цилиндрической зубчатой передачи в зависимости от мощности и передаточного отношения передачи. При анализе представленных диаграмм видно, что габаритные размеры передачи значительно увеличиваются при даже незначительном увеличении мощности или передаточного отношения. Следует отметить, что все вычисления проводились с использованием рекомендованных рядов передаточных чисел для цилиндрических передач. В тоже время увеличение значения частоты вращения шестерни приводит к уменьшению габаритных размеров передачи, что наглядно видно из представленных гистограмм. Ступенчатость представленных зависимостей можно объяснить тем, что полученное значение a_w по зависимости (1) округляют до ближайшего числа по ГОСТ [4, 5, 7, 9, 11].

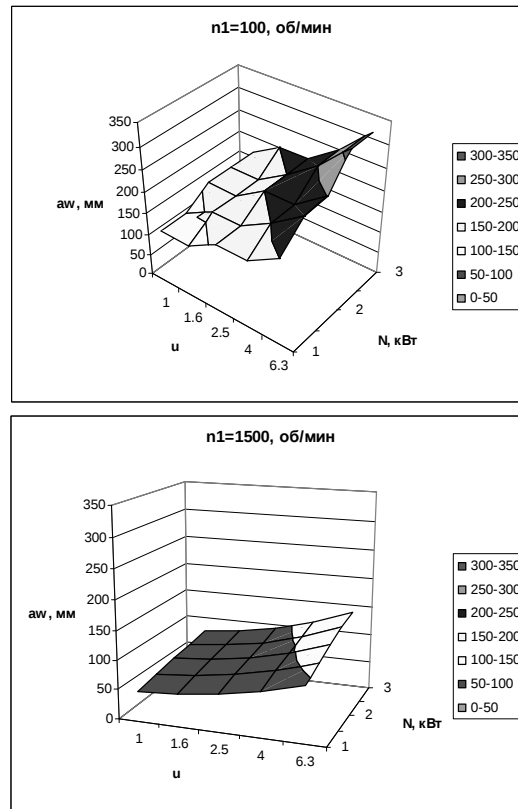


Рис. 2. Гистограммы распределения межосевого расстояния цилиндрической зубчатой передачи в зависимости от мощности и передаточного отношения передачи

Fig. 2. Histograms of distributing of interaxial distance of the cylindrical gearing depending on power and transmission relation of transmission

После определения межосевого расстояния вычисляется нормальный модуль m_n для прямозубых передач (он же является окружным модулем m_t) в зависимости от a_w . Выбранное значение модуля также округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ. Далее рассчитываются числа зубьев шестерни и колеса [4, 5, 7, 9, 11]. На завершающем этапе расчета геометрических параметров определяются диаметры (делительный, вершин и впадин) окружностей зубчатых колес, ширина колеса и шестерни.

Вторым этапом проектного расчета цилиндрических передач является силовой расчет. В прямозубой зубчатой передаче в зоне зацепления действует нормальная сила F_n , которая направлена по линии зацепления [4, 5, 7, 9, 11]. Эту силу раскладывают на составляющие: окружную F_t и радиальную F_r .

При заданном моменте

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_w}, F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2)$$

При анализе полученных гистограмм 3, можно сделать вывод, что характер зависимостей близок к гистограммам распределения межосевого расстояния. То есть наблюдается рост окружного усилия при ступенчатом увеличении передаточного отношения и возрастания мощности передачи. В тоже время, абсолютное значение окружного усилия намного выше при относительно небольших частотах вращения. С увеличением значения частоты вращения шестерни с 100 об/мин до 1500 об/мин происходит снижения величины окружного усилия приблизительно на порядок.

По завершению проектного расчета, учитывая, что основным видом разрушения закрытых зубчатых передач является усталостное выкрашивание поверхности зубьев вблизи полюсной линии, переходят к проверочному расчету на контактную выносливость [4, 5, 7, 9, 11, 12].

Согласно ГОСТ 21354-87 этот расчет выполняют по условию:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (3)$$

Контактное напряжение, МПа, без учета дополнительных нагрузок ($K_H=1$):

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \leq \sigma_{HP} \quad (4),$$

где: Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей в полюсе зацепления; Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; F_t – окружная сила, H , u – передаточное число, b_w – ширина колеса.

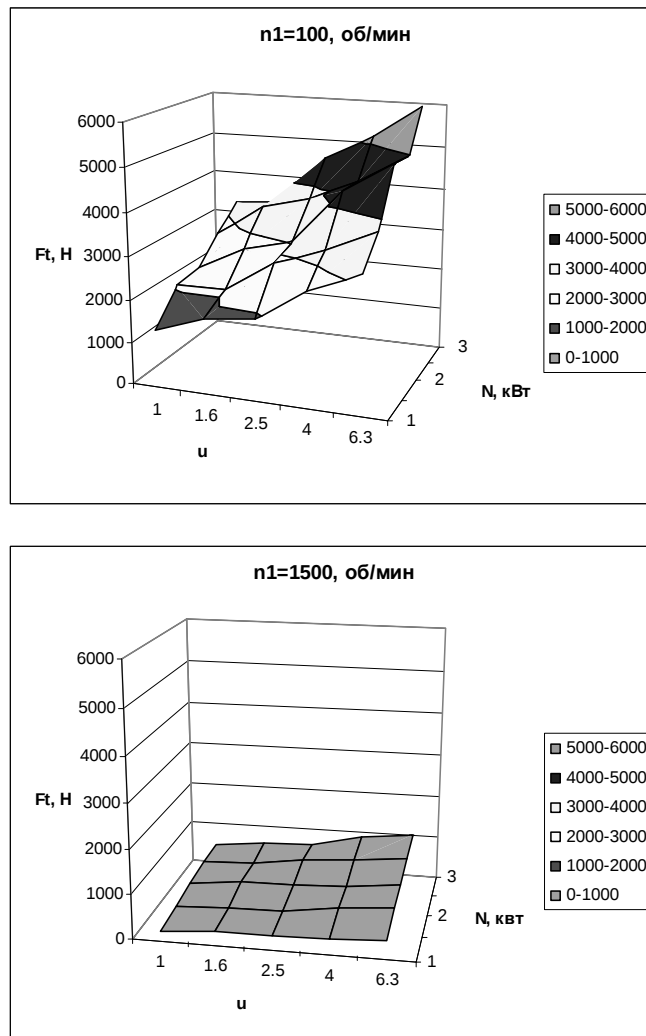


Рис. 3. Гистограммы распределения окружной силы, действующей в зубчатом зацеплении, в зависимости от мощности и передаточного отношения передачи

Fig.3 Histograms of distributing of circuitous force operating in the toothed hooking, depending on power and transmission relation of transmission

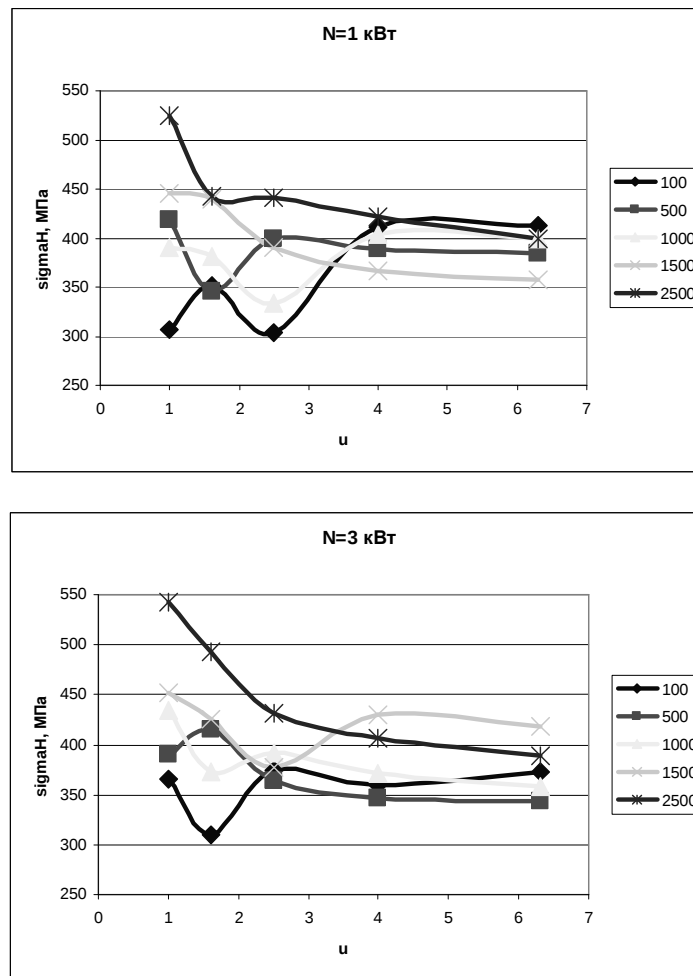


Рис. 4. Графики распределения контактного напряжения с учетом дополнительных нагрузок в зависимости от передаточного отношения цилиндрической передачи

Fig. 4. Graphs of distributing of contact tension taking into account the additional loadings depending on the transmission relation of cylindrical transmission

Анализ кривых 4 показывает, что получить аналитическую зависимость контактного напряжения от передаточного числа, используя данную методику, не представляется возможным. Однако общее поведение кривых позволяет сформулировать дополнительные критерии при проектировании цилиндрических зубчатых передач, что в будущем позволит уменьшить количество итераций расчета при выявлении оптимальной конструкции данного узла. Из графиков 4 видно, что при небольших передаточных числах передачи разброс по контактным напряжениям велик. Такого рода распределение накладывает дополнительные требования к материалам передач. Известно, что для ответственных передач, работающих в тяжелых условиях, а также при ограниченных габаритах рабочие поверхности зубьев колес термообработываются до твердости $HV > 400$, при этом их сердцевина делается более мягкой, а следовательно, и более пластичной [2, 4, 6, 10, 12]. Для получения высокой твердости поверхностного слоя применяются: закалка токами высокой частоты, цементация, азотирование и цианирование. При увеличении передаточного отношения общий разброс по кривым становится значительно меньше и стремится в общем случае к значению 350-450 МПа [2, 4, 5, 6, 7, 10, 11, 12]. Логичным выглядит и то, что с увеличением передаваемой мощности передачи растет хоть и незначительно величина контактного напряжения. Данная тенденция прослеживается не только по показателю мощность, но и для отдельно взятой кривой по частоте вращения.

ВЫВОДЫ

Разработанный программный продукт предназначен для всех видов образования (очное, заочное, очно-заочное, дистанционное) инженерных и технических специальностей ВУЗов при изучении дисциплин: «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Компьютерный расчет», «Компьютерная инженерия» и др. Программу целесообразно использовать в учебном процессе при выполнении проектных работ, проведении имитационных игр, тренинга и научно-исследовательской работы. Предлагаемое программное обеспечение может быть также использовано в промышленности, корпорациях, фирмах, научно-исследовательских учреждениях.

ЛИТЕРАТУРА

- American Gear Manufacturers Association. Gear Rating Suite User's Manual. American Gear Manufacturers Association, Alexandria, VA, 2003.
- Kissling U.: Noise and Vibration Reduction in cylindrical Gears by an accurate Optimising Procedure implemented in KISSsoft, Proceedings of the international gearing conference, Paris, 1999.
- McVittie D.R.: "Describing Nonstandard Gears—An Alternative to the Rack Shift Coefficient.", AGMA Technical Paper No. 86 FTM 1, 1986.
- Валетов В. А., Мурашко В.А.: Основы технологии приборостроения. / Учебное пособие. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2006 – 180с.
- Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н.Ерохина.- М.: КолосС, 2004.- 462с.: ил..- (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений). ISBN 5-9532-0044-7.
- Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С.: Прикладная механика: Учебник для вузов/Под ред. Г.Б.Иосилевича. - М.: Высшая школа, 1989.-351с.

-
- Приводы машин: Справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; под общ. ред. В.В. Длоугого. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 383 с., ил.
- Профессиональное программирование на VBA в Excel 2003.: Пер. С англ. – М.: Издательский дом “Вильямс”, 2005. – 800 с.: ил. – Парал. Тит. англ.
- Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.
- Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. Косиловой А.Г., Мещеркова Р.К. М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
- Феодосьев В.И.: Сопротивление материалов: Учебник для вузов – 9-е издание, перераб.- М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1986.- 512 с.
12. Флик Э.П.: Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение. 1984. – 272 с., ил.

COMPUTER-AIDED DESIGN OF CYLINDRICAL GEARINGS OF DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINES WITH THE USE OF PROGRAMMATIC COMPLEX ON THE BASE OF MS EXCEL

Summary. The description of the module for calculation of cylindrical gearing has been suggested. The module is included into the new program complex for automation of design calculation of the drive units of agricultural machines. The influence of parameters of cylindrical gearing on geometrical, power and strength characteristics of the drive unit has been analyzed. The obtained analytical curvilinear functional dependences make it possible to define the most rational variants of cylindrical gearing, as well as recommend the material for the designed unit of agricultural machine.

Key words: gearing, designing, calculation, driving gear, reliability, assurance factor, hadness.

Reviewer: Evgeniy Pushin, Prof. Sc. D. Eng.