

УДК 633.63:631.171

DOI 10.36461/NP.2024.69.1.008

КОНСТРУКЦИЯ, ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РЕДУКТОРА

В.А. Овтов, канд. техн. наук, доцент; **А.В. Поликанов**, канд. техн. наук, доцент;

А.В. Яшин, канд. техн. наук, доцент; **А.А. Орехов**, канд. техн. наук, доцент;

Д.В. Гришин, студент; **В.К. Усанкин**, студент

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«Пензенский государственный аграрный университет»,

г. Пенза, Россия, e-mail: ovtovvlad@mail.ru

В настоящее время развивается тенденция к использованию более компактных и легких редукторов, что способствует повышению производительности сельскохозяйственных машин и агрегатов. Поскольку практически вся сельскохозяйственная техника оборудована приводными механизмами редукторы здесь играют важную роль. Широкое применение в сельскохозяйственной технике находят цилиндрические, конические и червячные редукторы. Редукторы обеспечивают функционирование агрегатов самой разнообразной сельскохозяйственной техники от небольших сеялок до крупных посевных агрегатов. Правильный выбор и своевременное техническое обслуживание редукторов обеспечат долгий срок эксплуатации сельскохозяйственной техники с необходимой производительностью. В статье предлагается конструкция зубчато-винтового редуктора с передаточным числом $U = 2$, при правом угле наклона зубьев ведущего вала-шестерни $\beta_1 = 59^\circ 36'$ и числе зубьев Z_1 ; при правом угле наклона зубьев ведомого вала-шестерни $\beta_2 = 30^\circ 24'$ и числе зубьев Z_2 . Определено межосевое расстояние a_w при нормальном модуле m_n , равном 2,25, числе зубьев шестерни $Z_1 = 8$ и колеса $Z_2 = 16$ и геометрические параметры шестерни и колеса. Проведены проверочные расчеты по контактным напряжениям, изгибным напряжениям зубьев шестерни и колеса. Представлена спроектированная трехмерная модель зубчато-винтового редуктора, а также описана его работа.

Ключевые слова: прочность, нормальный модуль, редуктор, моделирование, шестерня, зубчатое колесо.

Для цитирования: Овтов В.А., Поликанов А.В., Яшин А.В., Орехов А.А., Гришин Д.В., Усанкин В.К. Конструкция, обоснование геометрических и прочностных параметров зубчато-винтового редуктора. Нива Поволжья, 2024, 1 (69), с. 3003. DOI 10.36461/NP.2024.69.1.008

Введение

Механический привод агрегатов, используемый в мобильных сельскохозяйственных машинах, имеет отличия от привода исполнительных механизмов, применяемых в стационарных машинах других отраслей. Эти отличия связаны с конструктивными, технико-экономическими и эксплуатационными особенностями [1-9]. Использование мобильной сельскохозяйственной техники предполагает определенные условия эксплуатации, такие как сезонность использования, со сроками, ограниченными агротехнологическими требованиями, работа в агрессивной и абразивной среде, хранение в переменных климатических условиях (высокие и низкие температуры, дождь и снегопад), которые существенно влияют на надежность, сохраняемость и ремонтопригодность машин. Неравномерная нагрузка связана с особенностями биологической среды и материалов, с которыми работает агрегат. Кроме

того, ограниченная металлоемкость машин связана с агротехническими требованиями по допустимому весу сельскохозяйственной техники.

Механические приводы исполнительных механизмов сельскохозяйственных машин являются системами многократного действия, которые работают циклично [8-17, 21]. Учитывая то, что сельскохозяйственные машины обычно служат около 7-10 лет, в конструкции механических приводов этих машин необходимо применять материалы повышенной прочности и надежности, которые устойчивы к коррозии и износу. Также важно использовать защитные покрытия и надежные уплотнения.

Конструкция редуктора с зубчато-винтовой передачей является оптимальным выбором для привода высевающего аппарата посевной машины, так как она соответствует большинству требований и характеристик, описанных выше. Редуктор с зубчато-винтовой передачей обладает

плавностью работы, что особенно важно для привода высевающего аппарата, который обеспечивает равномерность высева. Кроме того, минимальное количество зубьев винтового зубчатого колеса меньше минимального количества зубьев цилиндрического зубчатого колеса, что позволяет сократить габариты и металлоемкость редуктора. Благодаря высокой производительности зацепления, низкой вибрации, шуму и стабильной передаче, этот редуктор обеспечивает высокую точность работы даже при больших нагрузках.

Материалы и методы

В настоящее время существует несколько типов редукторов. Один из них – конический редуктор (авт. св. СССР № 665158, МПК F 16 H 1/14) [18]. Он включает в себя корпус, валы с коническими зубчатыми колесами, подшипники качения, плоские упругие кольцевые элементы и регулировочные шайбы. Однако данный редуктор имеет недостатки, такие как необходимость определения размеров регулировочных шайб и отсутствие стабильности силового замыкания в зацеплении зубчатых колес и линейного контакта зубьев.

Червячный редуктор (Патент RU 2379562 МПК F16H 1/16, Бюл. 2 20.01.2020) [19] представляет собой устройство, состоящее из корпуса, крышки, червячного колеса с выходным валом, подшипниковыми узлами и опорами. Основной подшипниковый узел, способный выдерживать осевую и радиальную нагрузки, обеспечивает надежность и эффективность работы червячного редуктора.

Однако, следует отметить, что червячный редуктор обладает значительной металлоемкостью и стоимостью, обусловленной сложностью его конструкции.

В Пензенском ГАУ разработан зубчато-винтовой редуктор (Патент 2788637 РФ. Оpubл. 23.03.2023, Бюл. № 3) [20] (рис. 1). Предлагаемый зубчато-винтовой редуктор состоит из корпуса (1) (рис. 2), ведущего вала-шестерни (2), ведомого вала-шестерни (3), подшипников качения (4), пружинных упорных плоских колец (5), при этом передаточное число зубчато-винтового редуктора равно $U = 2$, при правом угле наклона зубьев ведущего вала-шестерни $\beta_1 = 59^\circ 36'$ и числе зубьев Z_1 ; при правом угле наклона зубьев ведомого вала-шестерни $\beta_2 = 30^\circ 24'$ и числе зубьев Z_2 , а межосевое расстояние равно

$$a_w = 0,5 \cdot m_n \left(\frac{Z_1}{\cos \beta_1} + \frac{Z_2}{\cos \beta_2} \right),$$

где m_n – нормальный модуль, мм.

Вращение подводится к ведущему валу-шестерне (2), который передает вращение ведомому валу-шестерне (3), и далее вращение передается через предохранительный элемент на вал

соединяемого механизма. Ведущему валу шестерни (2) сообщается вращение по часовой стрелке при наблюдении со стороны его выходного конца. При этом ведомый вал-шестерня (3) также будет вращаться по часовой стрелке.

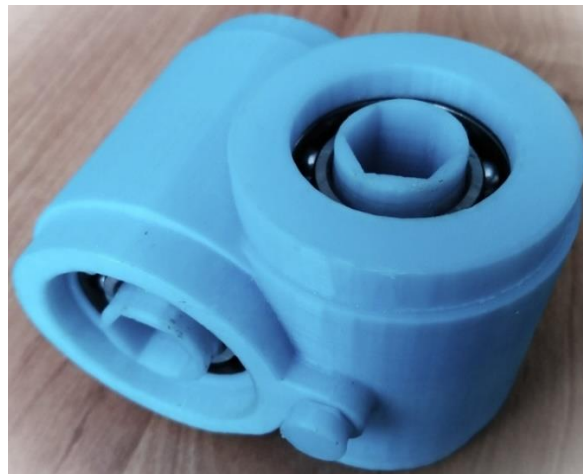


Рис. 1. Модель редуктора зубчато-винтового

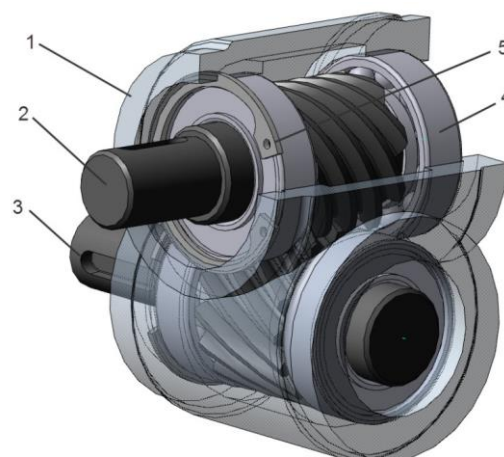


Рис. 2. Редуктор зубчато-винтовой: 1 – корпус; 2 – вал-шестерня ведущая; 3 – вал-шестерня ведомая; 4 – подшипник; 5 – кольцо пружинное упорное. Предлагаемый зубчато-винтовой редуктор работает следующим образом.

Результаты и их обсуждение

Для изготовления экспериментального образца зубчато-винтового редуктора теоретически обоснованы геометрические, силовые и прочностные параметры.

Определим величину межосевого расстояния a_w , при нормальном модуле $m_n = 2,25$, углах наклона зубьев шестерни $59^\circ 36'$, колеса $30^\circ 24'$, числе зубьев шестерни $Z_1 = 8$ и колеса $Z_2 = 16$.

$$a_w = 0,5 \cdot m_n \left(\frac{Z_1}{\cos \beta_1} + \frac{Z_2}{\cos \beta_2} \right) = 0,5 \cdot 2,25 \left(\frac{8}{\cos 59^\circ 36'} + \frac{16}{\cos 30^\circ 24'} \right) = 38,655 \text{ мм.}$$

Назначаем материал ведущего вала-шестерни – Сталь 12ХНЗА с твердостью поверхности зубьев $HRC = 62$ вид термической обработки – цементация, при этом средняя твердость поверхности зубьев ($\overline{HRC}_1 > \overline{HRC}_2$). Предел прочности $\sigma_B = 950$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 700$ МПа.

Назначаем материал ведомого вала-шестерни – Сталь 18ХГТ, вид термической обработки – цементация, $HRC = 61$, механические характеристики материала $\sigma_B = 812$ МПа, $\sigma_T = 704$ МПа.

Допускаемые контактные напряжения ведомого вала-шестерни

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}^0}{S_H} = \frac{23 \cdot 61}{1,1} = 1275,5 \text{ МПа},$$

где S_H – коэффициент запаса по контактным напряжениям, $S_H = 1,1$; σ_{Hlim2}^0 МПа, – предел контактной выносливости поверхности зубьев колеса, МПа; $\sigma_{Hlim2}^0 = 1403$ МПа.

Предел выносливости зубьев при изгибе при «отнулевом» (пульсирующем) цикле нагружений ведомого вала-шестерни $\sigma_{Flim2}^0 = 820$ МПа, ведущего вала-шестерни $\sigma_{Flim1}^0 = 950$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба ведомого и ведущего вала-шестерни

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} = \frac{820}{1,65} = 497 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} = \frac{950}{1,65} = 575,8 \text{ МПа},$$

где S_F – коэффициент запаса по изгибным напряжениям, $S_F = 1,65$;

Коэффициент контактной долговечности равен

$$K_{HD} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} = 0,76 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,92 \cdot 10^7}{3,15 \cdot 10^7}} = 0,5,$$

где N_{HG} – база циклов контактных напряжений, при $\overline{HB}_2 > 350$ принимается $3,15 \cdot 10^7$ циклов.

Исходя из работы посевного агрегата в течение смены коэффициент контактной долговечности составит

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T}\right)^3 \frac{t_1}{t} + \left(\frac{T_2}{T}\right)^3 \frac{t_2}{t}} = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T}\right)^3 \frac{0,3t_1}{t} + \left(\frac{0,6T_2}{T}\right)^3 \frac{0,7t_2}{t}} = \sqrt[3]{0,3 + 0,6^3 \cdot 0,7} = 0,76.$$

Наработка N , циклов

$$N = t_{\Sigma} \cdot 60 \cdot n \cdot c = 3066 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 1 = 0,92 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

где t_{Σ} – суммарное время работы редуктора сеялки в течение периода эксплуатации.

$$t_{\Sigma} = L_h = L \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_z \cdot K_c = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,07 \cdot 0,5 = 3066 \text{ часов.}$$

где L – срок службы, лет, $L = 10$ лет; K_z – коэффициент годового использования сеялки, $K_z = 0,07$; K_c – коэффициент использования сеялки в течение суток $K_c = 0,50$.

Коэффициент нагрузки K'_H

$$K'_H = K'_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K'_{H\alpha} = 1,03 \cdot 1,13 \cdot 1,105 = 1,29.$$

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K'_{H\alpha} = 1,105$ в зависимости от окружной скорости

$$v' \approx \frac{n_1}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{u^2 \cdot \psi_{ba}}} = \frac{100}{10^3 \cdot 23,5} \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 10^3}{2^2 \cdot 0,315}} = 0,21 \text{ м/с},$$

где n_1 – частота вращения ведущей шестерни редуктора сеялки, $n_1 = 100$ мин⁻¹;

c_v – коэффициент, учитывающий способ термической обработки $c_v = 23,5$, при 9 степени точности изготовления шестерни.

Начальный коэффициент нагрузки $K_{H\beta}^0 = 1,06$, коэффициент режима работы посевного агрегата в течение смены составит $x = 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,7 = 0,45$.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - x) + x = 1,06(1 - 0,45) + 0,45 = 1,13.$$

Принимаем $K_{H\beta}^0 = 1,06$. Коэффициент динамичности $K'_{Hv} = 1,03$ при окружной скорости $v' = 0,21$ м/с и 9 степени точности изготовления шестерни.

Коэффициент изгибной долговечности равен

$$K_{FD} = K_{FE} \cdot \sqrt[9]{\frac{N}{N_{FG}}} = 0,88 \cdot \sqrt[9]{\frac{0,92 \cdot 10^7}{4 \cdot 10^6}} = 0,97.$$

Коэффициент контактной долговечности составит

$$K_{FE} = \sqrt[9]{\left(\frac{T_1}{T}\right)^9 \frac{t_1}{t} + \left(\frac{T_2}{T}\right)^9 \frac{t_2}{t}} = \sqrt[9]{\left(\frac{T_1}{T}\right)^9 \frac{0,3t_1}{t} + \left(\frac{0,6T_2}{T}\right)^9 \frac{0,7t_2}{t}} = \sqrt[9]{0,3 + 0,6^9 \cdot 0,7} = 0,88.$$

Коэффициент нагрузки K'_F

$$K'_F = K'_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K'_{F\alpha} = 1,01 \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 1,04.$$

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K'_{F\alpha} = 1,0$. Начальный коэффициент нагрузки $K_{F\beta}^0 = 1,05$ при соотношении $\frac{b}{d_1} = \psi_{ba} \cdot \frac{u+1}{2} = 0,315 \cdot \frac{2+1}{2} = 0,47$ и при $\overline{HB}_2 > 350$.

Коэффициент режима работы $x = 0,3 + 0,6^6 \cdot 0,7 = 0,33$.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - x) + x = 1,05(1 - 0,33) + 0,33 = 1,03.$$

Принимаем $K_{F\beta}^0 = 1,05$. Коэффициент динамичности $K_{Fv}^1 = 1,01$ при окружной скорости $v' = 0,21$ м/с, $HB_2 > 350$ и 9 степени точности изготовления.

Расчётный вращающий момент на контактную прочность T'_{PH} , Н · м

$$T'_{PH} = T_{max} \cdot K_{H\alpha} \cdot K'_H = 150 \cdot 0,5 \cdot 1,29 = 96,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчётный вращающий момент на изгибную прочность $T'_{F\partial}$, Н · м

$$T'_{PF} = T_{max} \cdot K_{F\partial} \cdot K'_F = 150 \cdot 0,97 \cdot 1,04 = 151,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ширина венца зубчатых колес b , мм, принимаем $b_2 = 30$ мм, $b_1 = 30$ мм.

Диаметр делительной окружности ведущего вала-шестерни d_1 , мм

$$d_1 = \frac{m_H \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 8}{\cos 59^{\circ} 36'} = 35,571 \text{ мм},$$

Диаметр делительной окружности ведомого вала-шестерни d_2 , мм

$$d_2 = \frac{m_H \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 16}{\cos 30^{\circ} 24'} = 41,738 \text{ мм}.$$

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5(35,571 + 41,738) = 38,655 \text{ мм},$$

Диаметры вершин зубьев при $x_1 = x_2 = 0$.

$$d_{a1} = d_1 + 2m_H = 35,571 + 2 \cdot 2,25 = 40,071 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_H = 41,738 + 2 \cdot 2,25 = 46,278 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев d_{f1} и d_{f2} мм, при $x_1 = x_2 = 0$.

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_H = 35,571 - 2,5 \cdot 2,25 = 29,946 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_H = 41,738 - 2,5 \cdot 2,25 = 36,113 \text{ мм}.$$

Окружная сила F_t , кН

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{41,738} = 7188 \text{ Н} = 7,188 \text{ кН}.$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 75 \cdot 10^3}{35,571} = 4217 \text{ Н} = 4,217 \text{ кН}.$$

Радиальная сила F_r , кН

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_1} = 4217 \cdot \frac{\tan 20^{\circ}}{\cos 59,6} = 3033 \text{ Н} = 3,033 \text{ кН}.$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_2} = 7188 \cdot \frac{\tan 20^{\circ}}{\cos 30,4} = 3033 \text{ Н} = 3,033 \text{ кН}.$$

Осевая сила F_a , кН

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta_1 = 4217 \cdot \tan 59,6 = 7188 \text{ Н} = 7,188 \text{ кН}.$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_2 = 1438 \cdot \tan 30,4 = 4217 \text{ Н} = 4,217 \text{ кН}.$$

Проверочный расчёт на контактную прочность ведомого вала-шестерни

$$\sigma_H = K \cdot \frac{u_{\phi} + 1}{a_w \cdot u_{\phi}} \cdot \sqrt{\frac{u_{\phi} + 1}{b_2}} \cdot T_{PH} = 270 \cdot \frac{2+1}{38,655 \cdot 2} \cdot \sqrt{\frac{2+1}{30}} \cdot 94,5 \cdot 10^3 = 1018,5 \text{ МПа}.$$

Уточняем расчётный момент, T_{PH} по коэффициенту нагрузки K_H ,

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 35,571 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 0,19 \text{ м/с}.$$

$$K_{H\alpha} = 1,01; K_{Hv} = 1,13; K_{H\beta} = 1,105.$$

$$K_H = 1,01 \cdot 1,13 \cdot 1,105 = 1,26.$$

$$T_{PH} = T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_H = 150 \cdot 0,5 \cdot 1,26 = 94,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отклонение фактических от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta \sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{1275,5 - 1018,5}{1275,5} 100\% = 20,15\%.$$

Проверочный расчёт зубьев на изгиб проводят по условию:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_{\beta}}{b_2 \cdot m_H} \cdot F_t \cdot K_{F\partial} \cdot K_F \leq [\sigma_F],$$

Для ведущего вала-шестерни $Y_{F1} = 3,61$ при $x_1 = 0$,

$$Z_{V1} = \frac{17}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 59,6} = 131,2.$$

Для ведомого вала-шестерни $Y_{F2} = 3,88$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 30,4} = 26,5.$$

Коэффициент динамичности $K_{Fv} = 1,0$ при окружной скорости $v' = 0,19$ м/с, $HB_2 > 350$ и 9 степени точности изготовления, $K_{F\beta} = 1,03$, $K_{F\alpha} = 1$.

$$Y_{\beta 1} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} = 1 - \frac{59,6}{140} = 0,574;$$

$$Y_{\beta 2} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} = 1 - \frac{30,4}{140} = 0,783;$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\vartheta} = 1 \cdot 1,03 \cdot 1,0 = 1,03,$$

$$\sigma_{F1} = \frac{3,61 \cdot 0,574}{30 \cdot 2,25} \cdot 4217 \cdot 1 \cdot 1,03 = 133,3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,88 \cdot 0,783}{30 \cdot 2,25} \cdot 7188 \cdot 1 \cdot 1,03 = 333,2 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_1 = 575,8 \text{ МПа}; [\sigma_F]_2 = 497 \text{ МПа}.$$

Условия прочности на изгиб ведущего вала-шестерни и ведомого вала-шестерни выполняются.

Заключение

Спроектированный зубчато-винтовой редуктор позволяет передавать поток мощности в двух перекрещивающихся плоскостях. Проведенные расчеты позволили определить геометрические параметры предлагаемого редуктора.

Выполненные проверочные расчеты показывают, что максимальные контактные напряжения, возникающие в зубчатой паре ниже допускаемых на 20,15 %, а изгибные напряжения ведущего вала-шестерни и ведомого вала-шестерни значительно ниже допускаемых значений и составляют, соответственно $\sigma_{F1} = 133,3$ МПа и $\sigma_{F2} = 333,2$ МПа.

Таким образом, предлагаемый зубчато-винтовой редуктор прост в конструкции, не требует регулировок зубчатого зацепления и обладает достаточными прочностными характеристиками.

Литература.

1. Aksenov A.G., Sibirev A.V. Technical support of vegetable growing in countries of the Eurasian Economic Union. AMA, Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America, 2020, № 51 (3), p. 12.
2. Овтов В., Чугунов В. Точная посадка маточников сахарной свеклы. Сельский механизатор, 2008, № 10, с. 9. – EDN WOOQET.
3. Кухарев О.Н. Энергосберегающие технологии ориентированной посадки сельскохозяйственных культур: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Пенза, 2006, 417 с.
4. Овтов В.А., Васюнин М.С., Нагорнов А.Е. Техничко-экономическое обоснование высадкопосадочной машины с ориентирующими вальцами. Аграрный научный журнал, 2020, № 4, с. 92-95.
5. Ларюшин Н.П., Кухмазов К.З., Кухарев О.Н. Сеялка с ориентирующим устройством на посеве лука. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2002, № 9, с. 36-38.
6. Овтов В.А., Емельянов П.А., Аксенов А.Г., Сибирев А.В. Дозатор-сводоразрушитель бункера луковой сеялки. Сельский механизатор, 2019, № 3, с. 11.
7. Ларюшин Н. П., Шуков А.В. Актуальность ресурсосберегающей технологии посева зерновых культур. Современные наукоемкие технологии, 2009, № 6, с. 18-20. – EDN KWKKAR.
8. Ларюшин Н.П., Пивоваров В.Ф., Кухарев О.Н., Вершинин Ю.А. Комплекс машин для производства лука по ресурсосберегающим технологиям. Овощи России, 2019, № 6 (50), с. 141-145.
9. Ovtov V.A., Mitin K.M., Tsurenko P.D. The pulse stepless onion planter gear reducer. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : International Conference on Agricultural Engineering and Green Infrastructure Solutions (AEGIS 2021), Tashkent, 12-14 мая 2021 года. Tashkent: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2021, p. 012009. – DOI 10.1088/1755-1315/868/1/012009.
10. Ларюшин Н. П., Шуков А.В., Шумаев В.В. Теоретические основы расчета рабочих органов посевных машин: монография. Пенза: Пензенский государственный аграрный университет, 2016, 228 с. – ISBN 978-5-94338-823-1. – EDN XAUMIB.
11. Овтов В.А., Барабанов А.С. Модернизация луковой сажалки щеточным заделывающим устройством. Ремонт. Восстановление. Модернизация, 2020, № 3, с. 8-11.
12. Ovtov V.A., Chirkova N.S., Gudim V.M. Auger orienting device for planting sugar beet root crops. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Zernograd, Rostov Region, 27-28 августа 2020 года. Zernograd, Rostov Region, 2021, p. 012017.
13. Chernovolov V A, Kravchenko V A, Kravchenko L V [et al.]. Rational parameter calculation method for devices with horizontal rotation axis to disseminate mineral fertilizers and seeds. Amazonia Investiga, 2018, v. 7, № 17, p. 670-675.
14. Ovtov V.A. Construction and Design Parameters of the Reducer-Variator. Journal of Engineering Science and Technology Review, 2021, v. 14, № 3, p. 202-204.
15. Ларюшин Н.П., Шуков А.В., Антонов А.В. Теоретические и экспериментальные исследования процесса посева семян зерновых культур сеялкой-культиватором с разработкой и применением вариатора привода высевальных аппаратов: теория, конструкция, расчет. Пенза: Пензенская ГСХА, 2012, 97 с. – ISBN 978-5-94338-558-2. – EDN QLDCJN.
16. Ерохин М.Н., Новиков В.С., Петровский Д.И. Прогнозирование ресурса рабочих органов почвообрабатывающих машин. Сельский механизатор, 2015, № 11, с. 6-9.
17. Radnaev D.N., Pekhutov A.S., Abiduev A.A. [et al.]. The coulter effect on the spring wheat yield at different row spacing and seeding rate. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Yekaterinburg, 15-16 октября 2021 года. Yekaterinburg, 2022, p. 012069. – DOI 10.1088/1755-1315/949/1/012069. – EDN GNOLIB.
18. Гронский А.И., Мачуга С.А., Смелюх Я.К., Барыш Е.А. А.с. № 665158 SU. Конический редуктор. № 2512424 Заявл 22.07.1977. опубл. 30.05.1979, Бюл. № 20.
19. Богуславский В.Н., Довгаль И.А. Патент № 2379562 РФ. Редуктор червячный / № 2008134592/11, Заявл 22.08.2008: опубл. 20.01.2010, Бюл № 2.
20. Овтов В.А. Патент № 2788637 С2 Российская Федерация, МПК А01С 7/00, А01С 19/00. Зубчаточвинтовой редуктор сеялки: № 2021112702: заявл. 30.04.2021: опубл. 23.01.2023; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Пензенский государственный аграрный университет". – EDN SVWKMG.
- 21 Овтов В.А., Орехов А.А., Митин К.М. [и др.]. Уточненный расчет ведущего вала бесступенчатого редуктора. Сурский вестник, 2022, № 1 (17), с. 46-50. – DOI 10.36461/2619-1202_2022_01_010.

DESIGN, JUSTIFICATION OF GEOMETRIC AND STRENGTH PARAMETERS OF A HELICAL GEARBOX

*V.A. Ovtov, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor;
A.V. Polikanov, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor;
A.V. Yashin, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor;
A.A. Orekhov, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor;
D.V. Grishin, Student; V.K. Usankin, Student*

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Penza State Agrarian University",
Penza, Russia, email: ovtovvlad@mail.ru

Currently, there is a tendency to use more compact and lightweight gearboxes, which helps to increase the productivity of agricultural machines and units. Since almost all agricultural machinery is equipped with drive mechanisms, gearboxes play an important role here. Cylindrical, conical and worm gearboxes are widely used in agricultural machinery. Gearboxes ensure the operation of units of a wide variety of agricultural machinery from small seeders to large sowing units. The right choice and timely maintenance of gearboxes will ensure a long service life of agricultural machinery with the necessary productivity. The article proposes the design of a helical gearbox with a ratio of $U = 2$, at a right angle of inclination of the drive gear shaft teeth $\beta_1 = 59^\circ 36'$ and the number of teeth is Z_1 ; at the right angle of inclination of the driven gear shaft teeth $\beta_2 = 30^\circ 24'$ and the number of teeth is Z_2 . The axial distance a_w is determined for a normal module m_n , equal to 2.25, the number of teeth of the gear $Z_1 = 8$ and of the wheel $Z_2 = 16$, and the geometric parameters of the gear and wheel. Verification calculations were carried out on contact stresses, bending stresses of gear teeth and wheels. A designed three-dimensional model of a gear-screw gearbox is presented, and its operation is described.

Keywords: strength, normal module, gearbox, modeling, gear, gear wheel.

Reference.

1. Aksenov A.G., Sibirev A.V. Technical support of vegetable growing in countries of the Eurasian Economic Union. AMA, Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America, 2020, No. 51 (3), p. 12.
2. Ovtov V., Chugunov V. Precise planting of sugar beet mother plants. Rural Mechanizer, 2008, No. 10, p. 9. – EDN WOOQET.
3. Kukharev O.N. Energy-saving technologies of oriented planting of agricultural crops: dissertation for the degree of Doctor of Engineering Sciences. Penza, 2006, 417 p.
4. Ovtov V.A., Vasyunin M.S., Nagornov A.E. Feasibility study of a landing machine with orienting rollers. Agrarian Scientific Journal, 2020, No. 4, pp. 92-95.
5. Laryushin N.P., Kukhmazov K.Z., Kukharev O.N. A seeder with an orienting device to sow onions. Tractors and Agricultural Machinery, 2002, No. 9, pp. 36-38.
6. Ovtov V.A., Yemelyanov P.A., Aksenov A.G., Sibirev A.V. The dispensing vault breaker of the onion seeder hopper. Rural mechanizer, 2019, No. 3, p. 11.
7. Laryushin N. P., Shukov A.V. The relevance of resource-saving technology in grain crops sowing. Modern High-tech Technologies, 2009, No. 6, pp. 18-20. – EDN KWKKAR.
8. Laryushin N.P., Pivovarov V.F., Kukharev O.N., Vershinin Yu.A. A complex of machines for onion production using resource-saving technologies. Vegetables of Russia, 2019, No. 6 (50), pp. 141-145.
9. Ovtov V.A., Mitin K.M., Tsurenko P.D. The pulse stepless onion planter gear reducer. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : International Conference on Agricultural Engineering and Green Infrastructure Solutions (AEGIS 2021), Tashkent, May 12-14, 2021. Tashkent: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2021, p. 012009. – DOI 10.1088/1755-1315/868/1/012009.
10. Laryushin N. P., Shukov A.V., Shumaev V.V. Theoretical foundations for calculating the operational parts of sowing machines: monograph. Penza: Penza State Agrarian University, 2016, 228 p. – ISBN 978-5-94338-823-1. – EDN XAUMIB.
11. Ovtov V.A., Barabanov A.S. Modernization of the onion planter with a brush sealing device. Repair. Recovery. Modernization, 2020, No. 3, pp. 8-11.

12. Ovtov V.A., Chirkova N.S., Gudim V.M. Auger orienting device for planting sugar beet root crops. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Zernograd, Rostov Region, August 27-28, 2020. Zernograd, Rostov Region, 2021, p. 012017.
13. Chernovolov V A, Kravchenko V A, Kravchenko L V [et al.]. Rational parameter calculation method for devices with horizontal rotation axis to disseminate mineral fertilizers and seeds. Amazonia Investiga, 2018, v. 7, № 17, p. 670-675.
14. Ovtov V.A. Construction and Design Parameters of the Reducer-Variator. Journal of Engineering Science and Technology Review, 2021, v. 14, № 3, p. 202-204.
15. Laryushin N.P., Shukov A.V., Antonov A.V. Theoretical and experimental studies of the process of sowing of grain crops seeds with a seeder cultivator with the development and application of a sowing machine drive variator: theory, design, calculation. Penza: Penza State Agricultural Academy, 2012, 97 p. – ISBN 978-5-94338-558-2. – EDN QLDCJN.
16. Erokhin M.N., Novikov V.S., Petrovsky D.I. Forecasting the resource of the working bodies of tillage machines. Rural Mechanizer, 2015, No. 11, pp. 6-9.
17. Radnaev D.N., Pekhutov A.S., Abiduev A.A. [et al.]. The coulter effect on the spring wheat yield at different row spacing and seeding rate. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Yekaterinburg, October 15-16, 2021. Yekaterinburg, 2022, p. 012069. – DOI 10.1088/1755-1315/949/1/012069. – EDN GNOLIB.
18. Gronskey A.I., Machuga S.A., Smelyukh Ya.K., Barysh E.A. A.S. No. 665158 SU. A conical gearbox. No. 2512424 Application dated 07/22/1977. publ. 30.05.1979, Issue No. 20.
19. Boguslavsky V.N., Dovgal I.A. Patent No. 2379562 of the Russian Federation. Worm gear reducer / No. 2008134592/11, Declared 08/22/2008: publ. 01/20/2010, Byul No. 2.
20. Ovtov V.A. Patent No. 2788637 C2 Russian Federation, IPC A01C 7/00, A01C 19/00. Helical gearbox of the seeder: No. 2021112702: application 30.04.2021: publ. 23.01.2023; applicant Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Penza State Agrarian University". – EDN SVWKMG.
21. Ovtov V.A., Orekhov A.A., Mitin K.M. [et al.]. Refined calculation of the drive shaft of a variable-speed gear. Sura Bulletin, 2022, No. 1 (17), pp. 46-50. – DOI 10.36461/2619-1202_2022_01_010.