

УДК 633.63:631

DOI: 10.36461/2619-1202_2024_03_011

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВЕДОМЫЙ ВАЛ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОГО РЕДУКТОРА

В.А. Овтов, кандидат технических наук, доцент; **Д.В. Гришин**, студент

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Пензенский государственный аграрный университет»,
г. Пенза, Россия, ovtovvlad@mail.ru

Разработка, проектирование узлов и агрегатов сельскохозяйственной техники направленно на улучшение ее технических характеристик, позволяющих повысить производительность и качество выполняемых работ, не теряет своей актуальности в настоящее время. Надежная работа приводов высевающих аппаратов семян и удобрений сеялок и посевных агрегатов оказывает существенное влияние на качество выполнения такой технологической операции как посев. В статье представлена спроектированная конструкция и трехмерная модель зубчато-винтового редуктора с передаточным числом $U=2$ и модулем $m=2,25$. Определены силовые факторы в зацеплении зубчатой передачи, а также нагрузки, действующие на подшипники ведомого вала-шестерни. Построены эпюры силовых факторов и определено опасное сечение вала-шестерни, где действует суммарный изгибающий момент равный 148 Нм.

Ключевые слова: редуктор, нагрузка, урожайность, вал- шестерня, изгибающий момент, крутящий момент, подшипник

Для цитирования: Овтов В.А., Гришин Д.В. Определение силовых факторов действующих на ведомый вал зубчато-винтового редуктора. Сурский вестник. 2024. 3 (28). с. 62-68. DOI: 10.36461/2619-1202_2024_03_011

Введение. Повышение производительности труда и рост урожайности возможно только с применением передовых технологий при использовании инновационных технических решений реализованных в сельскохозяйственных машинах и агрегатах [1-6]. Разработка, проектирование узлов и агрегатов сельскохозяйственной техники направленно на улучшение ее технических характеристик, позволяющих повысить производительность и качество выполняемых работ, не теряет своей актуальности в настоящее время. Получение высоких урожаев при возделывании различных сельскохозяйственных культур во многом определяются посевом и возможно только с применением энергосберегающих технологий позволяющих добиваться оптимального размещения растений выращиваемых культур по площади питания при использовании производительной сельскохозяйственной техники, обеспечивающей необходимые агротехнологические требования [4-13].

Методика исследований. Методологической основой проведенных исследований является использование системного подхода объектно-ориентированного анализа и синтеза, направленного на повышение надежности работы деталей и узлов сеялок. Исследование силовых факторов действующих на вал-шестерню зубчато-винтового редуктора проводилось с использованием классических законов механики, сопротивления материалов. Выполненный анализ имеющихся технических решений позволил выявить недостатки, оказывающие влияние на качество работы имеющихся редукторов. Проектирование зубчатого винтового редуктора осуществлялось применением метода трехмерного моделирования на базе булевых операций (вычитания, объединения, пересечения) с использованием отечественной САПР КОМПАС-3D.

Результаты исследований. В Пензенском ГАУ разработан зубчато-винтовой редуктор (Патент №224907 РФ. Опубл. 08.04.2024, Бюл. № 10) [15]. Предлагаемый зубчато-винтовой редуктор содержит корпус (рисунок 1), ведущий вал-шестерню, ведомый вал-шестерню, шариковые радиальные подшипники с одной

защитной шайбой № 60105, пружинные упорные плоские кольца, 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 составляет $a=38,655$ мм при нормальном модуле $m_n=2,25$ мм.

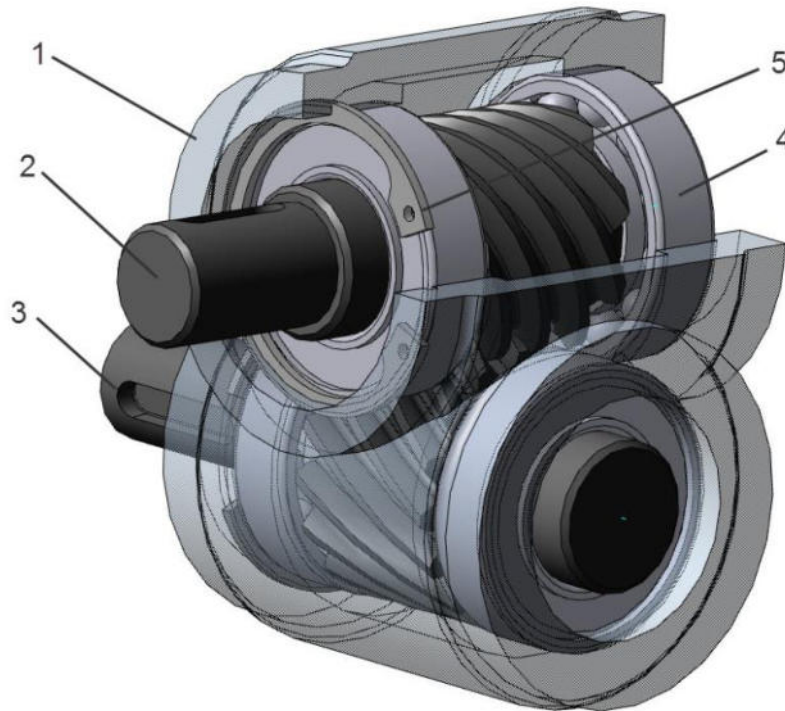


Рисунок 1 – Редуктор зубчато-винтовой: 1 – корпус; 2 – вал-шестерня ведущая; 3 – вал-шестерня ведомая; 4 – подшипник; 5 – кольцо пружинное упорное

Предлагаемый зубчато-винтовой редуктор работает следующим образом. 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.

Определяем силы в зубчатом зацеплении при величине крутящего момента на ведомом валу-шестерне $T_2=150$ Нм и делительном диаметре $d_2=41,738$ мм.

Окружная сила F_{t2} , кН

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

Радиальная сила F_{r2} , 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_{a2} , кН

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_2 = 7188 \cdot \tan 30,4^\circ = 4217 \text{ Н} = 4,217 \text{ кН}.$$

Ведомый вал-шестерня редуктора (рисунок 2) испытывает нагрузки со стороны зубчато-винтовой цилиндрической передачи, при этом вал-шестерня подвержена сложному сопротивлению, а именно

совместному действию изгиба и кручения. Расчетная схема действующих на вал-шестерню нагрузок представлена на рисунке 2.

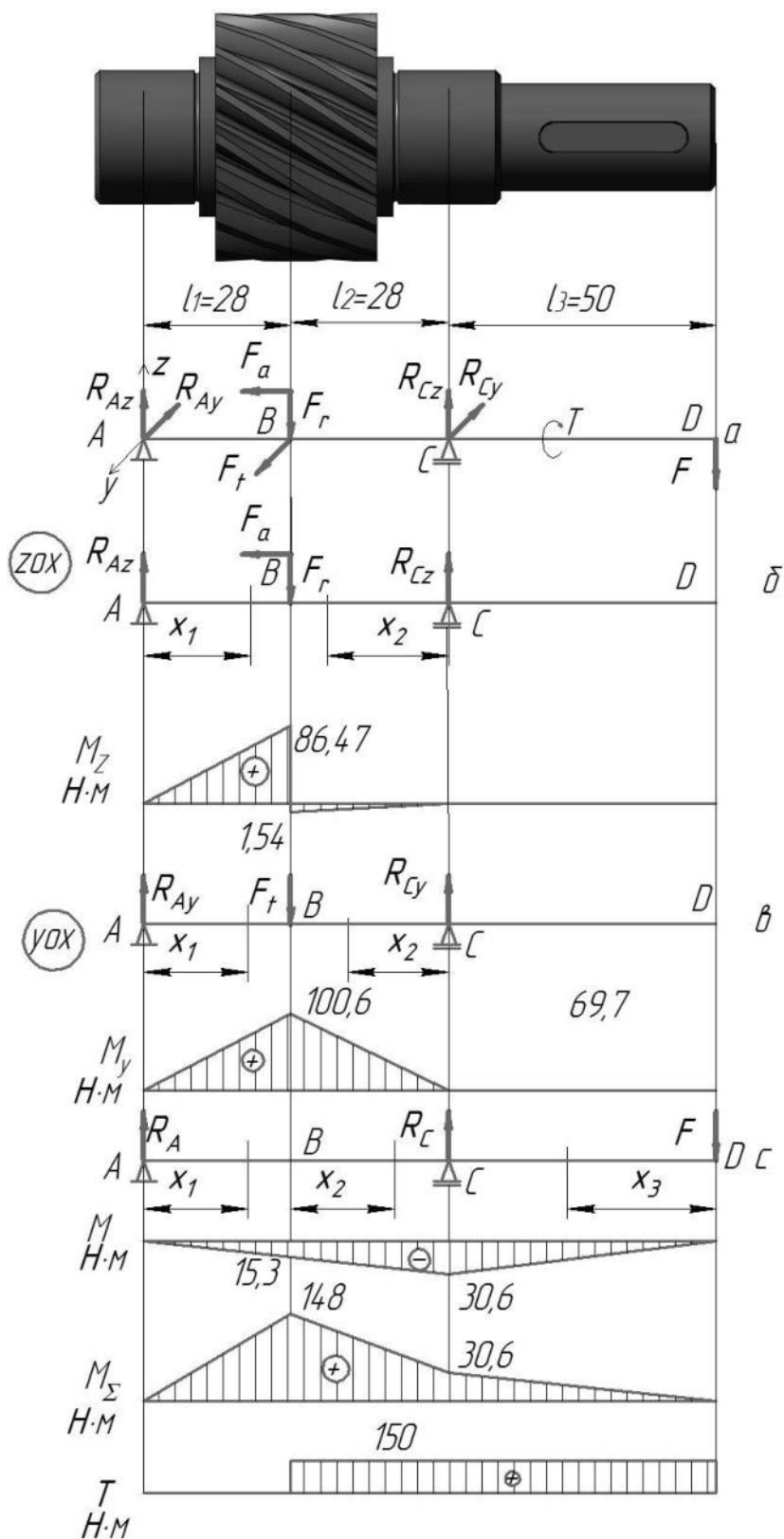


Рисунок 2 – Расчётная схема ведомого вала-шестерни редуктора

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости относительно опор (точки A и C) для вала

$$\begin{aligned}\sum M_{Az}^{\square} &= 0; \\ -F_a \cdot \frac{d_2}{2} + F_r l_1 - R_{Cz}(l_1 + l_2) &= 0; \\ R_{Cz} &= \frac{-F_a \cdot \frac{d_2}{2} + F_r l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{-4217 \cdot \frac{41,74}{2} + 3033 \cdot 28}{(28 + 28)} = -55,1 \text{ Н.} \\ \sum M_{Cz} &= 0; \\ -F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} + R_{Az} \cdot (l_1 + l_2) &= 0; \\ R_{Az} &= \frac{F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{(l_1 + l_2)} = \frac{3033 \cdot 28 + 4217 \cdot \frac{41,74}{2}}{(28 + 28)} = 3088,1 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Проверка:

$$\begin{aligned}-F_r + R_{Az} + R_{Cz} &= 0; \\ -3033 + 3088,1 - 55,1 &= 0\end{aligned}$$

Разбиваем вал на участки и составляем уравнения изгибающих моментов по участкам, определяем изгибающие моменты и строим их эпюры

Участок AB $0 \leq x_1 \leq l_1$;

$$M_{x1}^{\square} = R_{Az}^{\square} \cdot x_1$$

при $x_1 = 0$ мм $M_A^B = 0$ Нм;

при $x_1 = 0,028$ м $M_B^B = 3088,1 \cdot 0,028 = 86,47$ Нм.

Участок CB $0 \leq x_2 \leq l_2$;

$$M_{x2}^{\square} = R_{Cz}^{\square} \cdot x_2$$

при $x_2 = 0$ мм $M_C^B = 0$ Нм.;

при $x_2 = 0,028$ м $M_B^B = -55,1 \cdot 0,028 = -1,54$ Нм.

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости относительно опор вала (точки A и C)

$$\begin{aligned}\sum M_{Ay}^{\square} &= 0; \\ F_t \cdot l_1 - R_{Cy}(l_1 + l_2) &= 0; \\ R_{Cy} &= \frac{F_t \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{7188 \cdot 28}{(28 + 28)} = 3594 \text{ Н.} \\ \sum M_{Cy} &= 0; \\ -F_t \cdot l_1 + R_{Ay}(l_1 + l_2) &= 0; \\ R_{Ay} &= \frac{F_t \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{7188 \cdot 28}{(28 + 28)} = 3594 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Проверка:

$$-F_t^{\square} + R_{Cy}^{\square} + R_{Ay}^{\square} = 0;$$

$$7188 - 3594 + 3594 = 0$$

Разбиваем вал на участки и составляем уравнения изгибающих моментов по участкам, определяем изгибающие моменты и строим их эпюры

Участок AC $0 \leq x_1 \leq 0,028$ м

$$M_{x1}^{\square} = R_{Ay}^{\square} \cdot x_1$$

при $x_1 = 0$ $M_A^{\square} = 0$ Нм;

при $x_1 = 0,028$ м $M_B^{\square} = 3594 \cdot 0,028 = 100,6$ Нм.

Участок CB $0 \leq x_2 \leq l_2$;

$$M_{x2}^{\square} = R_{Cz}^{\square} \cdot x_2$$

при $x_2 = 0$ мм $M_C^{\square} = 0$ Нм.;

при $x_2 = 0,028$ м $M_C^{\square} = 3594 \cdot 0,028 = 100,6$ Нм.

Определяем радиальную силу от муфты, действующей на консольный участок вала-шестерни

$$F = 50 \cdot \sqrt{150} = 612 \text{ Н.}$$

Определяем опорные реакции от силы F

$$\sum M_A^{\square} = 0;$$

$$F \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_C(l_1 + l_2) = 0;$$

откуда

$$R_C = \frac{F \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{612 \cdot (28 + 28 + 50)}{(28 + 28)} = 1158 \text{ Н.}$$

$$\sum M_C^{\square} = 0; F \cdot l_3 + R_A(l_1 + l_2) = 0;$$

откуда

$$R_A = \frac{-F \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{-612 \cdot 50}{(28 + 28)} = -546 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$-F + R_A + R_C = 0;$$

$$-612 - 546 + 1158 = 0$$

Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок AC $0 \leq x_1 \leq 0,028$ м

$$M_{x1}^{\square} = R_A^{\square} \cdot x_1$$

при $x_1 = 0$ $M_A^{\square} = 0$ Нм;

при $x_1 = 0,028$ м $M_B^{\square} = -546 \cdot 0,028 = -15,3$ Нм.

Участок BC $0 \leq x_2 \leq l_2$;

$$M_{x2}^{\square} = R_A^{\square} \cdot (l_1 + x_2)$$

при $x_2 = 0$ м $M_B^{\square} = -546 \cdot (0,028 + 0) = -15,3$ Нм.;

при $x_2 = 0,028$ м $M_C^{\square} = -546 \cdot (0,028 + 0,028) = -30,6$ Нм. Нм.

Участок DC $0 \leq x_1 \leq 0,05$ м

$$M_{x3}^{\square} = -F \cdot x_3$$

при $x_3 = 0$ $M_D^{\square} = 0$ Нм;

при $x_3 = 0,05$ м $M_D^{\square} = -612 \cdot 0,05 = -30,6$ Нм.

Определяем нагрузки, действующие на подшипники в точках A и C .

$$R_A = \sqrt{(R_{Az}^{\square})^2 + (R_{Ay}^{\square})^2} + F = \sqrt{(3088,1)^2 + (-3594)^2} + 612 = 5350 \text{ Н.}$$

$$R_C = \sqrt{(R_{Cz}^{\square})^2 + (R_{Cy}^{\square})^2} + F = \sqrt{(-55,1)^2 + (-3594)^2} + 612 = 4206 \text{ Н.}$$

Определяем изгибающие моменты в точках A , B , C , D и строим эпюры изгибающих моментов.

$$M_B = \sqrt{(M_B^B)^2 + (M_B^r)^2} + M = \sqrt{(86,47)^2 + (100,6)^2} + 15,3 = 148 \text{ Нм.}$$

$$M_C = \sqrt{(M_C^B)^2 + (M_C^r)^2} + M = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} + 30,6 = 30,6 \text{ Нм.}$$

Крутящий момент передаваемый валом-шестерней на участке DB и равен 150 Нм.

Выводы. Выполненные расчеты позволили определить наиболее нагруженную опору вала-шестерни и опасное сечение вала-шестерни на участке AB (точка B), где действует наибольший изгибающий момент $M_B=148$ Нм и крутящий момент $T_B=150$ Нм. Таким образом, в дальнейшем можно проводить проверочные расчеты ведомого вала-шестерни и подшипников качения зубчато-винтового редуктора.

Литература.

1. Овтов, В.А. Устройство с коническими щетками для заделки лукович в борозде / В.А. Овтов, П.А. Емельянов // Сельский механизатор. – 2017. – № 10. – С. 10. – EDN ZWIQED.
2. Овтов, В.А. Устройство для ориентированной посадки маточников свеклы / В.А. Овтов, П.А. Емельянов, В.А. Чугунов // Сельский механизатор. – 2019. – № 1. – С. 12-13. – EDN YZRCGL.
3. Патент № 2492615 С2 Российская Федерация, МПК А01С 11/02. Пневмомеханический высаживающий аппарат с вибрационно-ориентирующим питателем для ориентированной донцем вниз посадки лука-севка: № 2011142657/13: заявл. 21.10.2011: опубл. 20.09.2013 / П.А. Емельянов, В.А. Овтов, А.Г. Аксенов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Пензенская государственная сельскохозяйственная академия". – EDN DGEODN.
4. Модернизация сошниковой группы зерновой сеялки для подпочвенного рассева семян / П.А. Емельянов, В.А. Овтов, А.Г. Аксенов, А.В. Сибирев // Нива Поволжья. – 2017. – № 2(43). – С. 61-66. – EDN YRPKFD.
5. Емельянов, П.А. Конструкционные параметры скребкового транспортера для выборки маточников сахарной свеклы из бункера / П.А. Емельянов, В.А. Овтов // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 2. – С. 34-36. – EDN PWNRLV.
6. Результаты исследований катушечного высевающего аппарата со сплошным покрытием клапана из резины с шипами / Н.П. Ларюшин, А.В. Шуков, А.С. Родин [и др.] // Нива Поволжья. – 2020. – № 3(56). – С. 100-106.
7. Овтов, В. А. Модернизация полозовидного сошника с применением компьютерного моделирования / В.А. Овтов, М.Ю. Абросимов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2019. – № 8. – С. 46-48. – EDN XCVAUB.
8. Ovtov, V. The evaluating method of the biological activity and relative productivity for mixed and combined three-component crops / V. Ovtov, O. Ovtova // Scientific Papers. Series A. Agronomy. – 2020. – Vol. 63, No. 1. – P. 112-118. – EDN BQEDMU.
9. Губанова, А.Р. Конструктивные схемы редукторов приводов высевающих аппаратов сеялок / А.Р. Губанова, В.В. Шумаев // Инновационные идеи молодых исследователей для агропромышленного комплекса России : Сборник материалов Международной научно-практической конференции молодых ученых, Пенза,

28–29 марта 2019 года. Том III. – Пенза: Пензенский государственный аграрный университет, 2019. – С. 63–66. – EDN NKOKPF.

10. Ovtov, V.A. The pulse stepless onion planter gear reducer / V.A. Ovtov, K.M. Mitin, P.D. Tsurenko // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : International Conference on Agricultural Engineering and Green Infrastructure Solutions (AEGIS 2021), Tashkent, 12–14 мая 2021 года. Vol. 868. – Tashkent: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2021. – P. 012009. – EDN LQDASM.

11. Овтов, В.А. Исследование разрушения вала с применением компьютерного моделирования / В.А. Овтов, А.В. Яшин // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2021. – № 4. – С. 25–27. – EDN ZNRBIC.

12. Конструкция, обоснование геометрических и прочностных параметров зубчато-винтового редуктора / В.А. Овтов, А.В. Поликанов, А.В. Яшин [и др.] // Нива Поволжья. – 2024. – № 1(69). – DOI 10.36461/NP.2024.69.1.008. – EDN DOWTUF.

13. Innovative seed planter implements for resource-saving sowing technologies / N.P. Laryushin, A.V. Shukov, T.A. Kiryukhina, A.V. Yashin // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2022. – Vol. 953, No. 1. – P. 012012. – DOI 10.1088/1755-1315/953/1/012012. – EDN KRKRQV.

14. Pulse gear reducer model to improve the efficiency and quality of onion sets / V.A. Ovtov, P.D. Tsurenko, K.A. Gorshkov, N.E. Tretyakov // BIO Web of Conferences. – 2024. – P. 00028. – DOI 10.1051/bio-conf/202410300028. – EDN PGYSZZ.

15. Патент на полезную модель № 224907 U1 Российская Федерация, МПК A01C 7/00. Зубчато-винтовой редуктор сеялки: № 2023133121: заявл. 14.12.2023: опубл. 08.04.2024 / В.А. Овтов, Д.В. Гришин, В.К. Усанкин ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Пензенский государственный аграрный университет". – EDN TBRWRY.

16. Kukharev, O. Formation and implementation of the agriculture sustainable development strategy under economy digitalization conditions / O. Kukharev, E. Fudina // Scientific Papers. Series E. Land Reclamation, Earth Observation & Surveying, Environmental Engineering. – 2021. – Vol. 10. – P. 89–93. – EDN UBLIMP.

DETERMINATION OF THE FORCE FACTORS ACTING ON THE DRIVEN SHAFT OF THE GEAR-SCREW GEARBOX

V.A. Ovtov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; D.V. Grishin, students

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

The development and design of components and assemblies of agricultural machinery aimed at improving its technical characteristics, allowing to increase productivity and quality of work performed, does not lose its relevance at the present time. Reliable operation of the drive of seed and fertilizer sowing machines of seeders and sowing units has a significant impact on the quality of such a technological operation as sowing. The article presents a designed structure and a three-dimensional model of a gear-screw gearbox with a gear ratio $U=2$ and a modulus $m=2.25$. The force factors in the gearing of the gear train, as well as the loads acting on the bearings of the driven gear shaft, are determined. Diagrams of force factors are constructed and a dangerous section of the gear shaft is determined, where the total bending moment is equal to 148 Nm.

Keywords: gearbox, load, productivity, shaft, gear, bending moment, torque, bearing