

**Расчет и конструирование машин****Бафоев Бахром Ботирович** – стажер-преподаватель**Хожикурбонов Нозим Косимович** – студент группы 522-22 СКТ**Бухарский инженерно –технологический институт***baxa410159@mail.ru*

Аннотация. В статье рассмотрены все большую популярность приобретают светодиодные устройства, обеспечивающие качественное освещение объектов, современная промышленность выпускает достаточно большое количество видов компенсирующих упругих муфт. В них передача крутящего момента осуществляется с геометрическим замыканием, а колебания и удары, которые возникают во время эксплуатации, эффективно гасаются. Упругие муфты компенсируют осевое, радиальное и угловое смещение соединяемых валов. Подобрать подобный узел с необходимыми характеристиками можно с помощью простых расчетов. Высокая конкуренция вынуждает производителей снижать себестоимость своей продукции и расширять ее функциональные возможности, технической литературы и руководящих материалов.

Ключевые слова. Компенсирующая муфта, гибкий диск, вращающий момент, усталостная прочность и крепежные изделия, технические требования, размеры, обозначение, высокопрочная композиционная разработка.

Для разработки технологического процесса и последние разработки приходят на рынок каждый год, и те, кто хочет узнать о них, могут принять участие в различных мероприятиях, которые периодически проводятся для крупных и частных потребителей. С появлением современных технологий освещение выполняет не только классические задачи, но и становится неотъемлемым элементом архитектуры и помогает реализовать самые смелые идеи дизайнеров и механообрабатывающего производства и т.д.

Введение

В статье рассмотрены проекте необходимо спроектировать электромеханический привод, состоящий и электродвигателя, соединенного посредством упругой муфты с



быстроходным валом одноступенчатого червячного редуктора, и открытой цепной передачей. Ведомая звездочка цепной передачи находится на валу рабочей машины.





Как правила муфты выбирается по стандарту в зависимости от расчета момента и диаметра вала

Исходные данные для расчета

вращающий момент на валу $T_4 = 18,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

1 По вращающему моменту определяем диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

для стального вала $[\tau] \approx 20 \text{ МПа}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{18,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 16 \text{ мм}$$

По табл. 45[2] округляем до стандартного значения и принимаем $d = 36 \text{ мм}$

2 Определяем расчетный момент муфты

$$T_p = K \cdot T_H$$

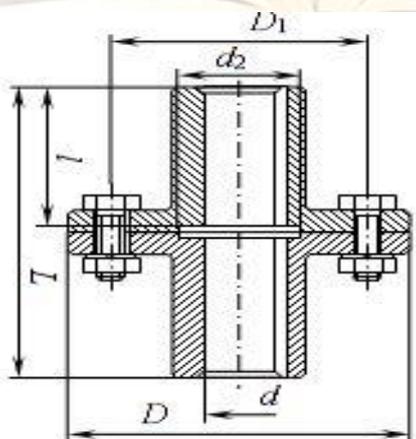
T_H – номинальный вращательный момент на валу $T_H = T_1 = 18,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

K – коэффициент нагрузки при переменной нагрузке $K=1,5 \dots 2,5$ принимаем $K=2$

$$T_p = K \cdot T_H = 18,5 \cdot 2 = 37 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

3 Фланцевая открытая муфта (в соответствии с ГОСТ 20761-75) [4],

Рис. 1



$d=16 \text{ мм}$,

$D=55 \text{ мм}$,

$L=105 \text{ мм}$



Отличается простотой конструкции и удобством монтажа и демонтажа.

Материалы червяка и колеса

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для червяка – сталь 45х, закаленную до твердости $H=45HRCэ$, с последующим шлифованием рабочих поверхностей витков;

Ожидаемая скорость скольжения:

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot u^3 \sqrt{T} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 50 \cdot \sqrt{267,5} = 4,3 \text{ м/с}$$

Исходя из ожидаемой скорости скольжения, выбираем материал зубчатого колеса червячной передачи: группа II – безоловянные бронзы и латуни.

Допускаемые напряжения

1) Допускаемые контактные напряжения

Определяем допускаемые контактные напряжения. Для II группы:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H0} - 25v_{ск} = 300 - 25 \cdot 4,3 = 192,5 \text{ МПа}$$

где $[\sigma]_{H0} = 300$ – допускаемое контактное напряжение для червяков при твердости $\geq 45HRCэ$

$$\text{Коэффициент долговечности } K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq 1,15 = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0,259 \cdot 10^7}} = 1,09 \leq 1,15$$

$N_{HE} = K_{HE} N_k = 0,081 \cdot 3,2 \cdot 10^{-7} = 0,259 \cdot 10^7$ – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

$$N_k = 60n_2L_h = 60 \cdot 30 \cdot 18000 = 3,2 \cdot 10^7$$

L_h – время работы передачи

для IV режима: $K_{HE} = 0,081$ по Таблице 2.15 [Дунаев]

Коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса:

$$C_V = 1,66v_{ск}^{-0,352} = 1,66 \cdot 4,3^{-0,352} = 0,996$$

Допускаемые напряжения изгиба

Определяем допускаемые напряжения изгиба:



Вычисляем для материала зубьев червячного колеса.

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} - \text{коэффициент долговечности}$$

N_{FE} - эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи: $N_{FE} = K_{FE} N_k$

N_k - суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_k = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 30 \cdot 18000 = 3,2 \cdot 10^7$$

K_{FE} - коэффициент эквивалентности. Принимаем по табл. 2.15 [2, стр. 32] $K_{FE} = 0,016$

$$N_{FE} = 0,016 \cdot 32,4 \cdot 10^6 = 0,52 \cdot 10^6, \text{ т.к. } < 10^6, \text{ то принимаем } N_{FE} = 10^6$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{10^6}} = 1$$

$$[\sigma]_{F0} \text{ для II группы: } [\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 \cdot 460 + 0,08 \cdot 700 = 171$$

$$[\sigma]_F = 1 \cdot 171 = 171 \text{ МПа}$$

Определяем межосевое расстояние

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T}{[\sigma_H^2]}}$$

Принимаем эвольвентный червяк и $K_a = 610$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки: т.к режим постоянный, то $K_{H\beta} = 1$

$$a_w \geq 610 \sqrt[3]{\frac{267,5 \cdot 1}{192,5^2}} = 117,8 \text{ мм}$$

Полученное межосевое расстояние округляем для стандартной червячной пары: $a_w = 125 \text{ мм}$

Основные параметры передачи

1. Число витков передачи - $z_1 = 1$

$$\text{Число зубьев колеса} - z_2 = z_1 \cdot u = 1 \cdot 50 \approx 50$$

2. Предварительно определим:

- Модуль передачи $m = \frac{(1,4 \dots 1,7) a_w}{z_2} = \frac{1,55 \cdot 125}{50} = 3,8 \text{ мм}$



- Коэффициент диаметра червяка $q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = 2 \cdot \frac{125}{3,8} - 50 = 15,7$

Принимаем $m=4$; $q=16$

3. Коэффициент смещения:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) = \frac{125}{4} - 0,5(50 + 16) = -1,75$$

4. Угол подъема линии витка червяка:

- на делительном цилиндре: $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg 1/16 = 3,57^\circ$

- на начальном цилиндре: $\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q+2x} = \arctg 1/12,5 = 4,57^\circ$

5. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{1} = 50. \text{ Полученное значение не превышает погрешности в 5\%}$$

Размеры червяка и колеса

1. Делительный диаметр:

- Червяка: $d_1 = mq = 4 \cdot 16 = 64$ мм
- Колеса: $d_2 = mz_2 = 4 \cdot 50 = 200$ мм

2. Диаметр вершин :

- Витков: $d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 4 = 72$ мм
- Зубьев колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 200 + 2 \cdot 4(1 - 1,75) = 194$ мм

3. Диаметр впадин:

- Витков червяка: $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 64 - 2,4 \cdot 4 = 62,4$ мм
- Зубьев колеса: $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 200 - 2 \cdot 4(1,2 - 1,75) = 204,4$ мм

Наибольший диаметр колеса: $d_{a2M} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1+k} = 194 + \frac{6 \cdot 4}{1+2} = 202$ мм

K=2- эвольвентная передача

4. Длина нарезанной части червяка:

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m = (10 + 5,5 \cdot 1,75 + 1)4 = 82,5$$
 мм

5. Ширина венца колеса: $b_2 = \psi_a a_w = 0,355 \cdot 125 = 44,3$ мм, $\psi_a=0,355$ т.к $z_1=1$

2.6 Проверочный расчет передачи на прочность



1. Вычисляем расчетное напряжение

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi n_1 m (q + 2x)}{60000 * \cos \gamma_w} = \frac{3,14 * 1500 * 4}{60000 * 0,989} = 0,25 \text{ м/с}$$

Вычислим расчетное напряжение: $\sigma_H = (z_\sigma (q + 2x) / z_2) \sqrt{\left(\frac{z_2 + q + 2x}{a_w (q + 2x)}\right)^3 K T} \leq [\sigma]_H$, где $z_\sigma = 5350$ - для эвольвентных червяков; $K = K_{H\beta} K_{Hv}$ - коэффициент нагрузки.

Окружная скорость червячного колеса равняется: $v_2 = \frac{\pi n d_2}{60000} = 0,3 \text{ м/с}$

Так как $v_2 < 3 \text{ м/с}$, то $K_{Hv} = 1$;

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - X)$$

θ - коэффициент деформации червяка, выбираем по табл. 2.16 [2, стр. 35] $\theta = 225$; X - коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка.

Т.к режим нагружения легкий IV, то по табл.2.17 [2, стр. 35] принимаем $X=0,38$;

$$K_{H\beta} = 1 + (50/225)^3 \cdot (1 - 0,38) \Rightarrow K = 1,006$$

$$\sigma_H = 5350(16 - 3,5)/50) \sqrt{\left(\frac{50+16-3,5}{125 \cdot (16-3,5)}\right)^3 1,006 \cdot 267,5} = 173,8 \Rightarrow \leq 192,5 \text{ Мпа}$$

КПД передачи

Определяем КПД передачи:

Коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \rho)}, \text{ где}$$

γ_w - угол подъема линии витка на начальном цилиндре;

ρ - приведенный угол трения, он равен $\rho = 1,4^\circ$;

$$\eta = \frac{\text{tg} 4,57}{\text{tg}(4,57+1,4)} = \frac{0,079}{0,104} = 0,75 * 100\% = 75\%$$

Силы в зацеплении

1. Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{267,5}{200} = 2675 \text{ Н}$$

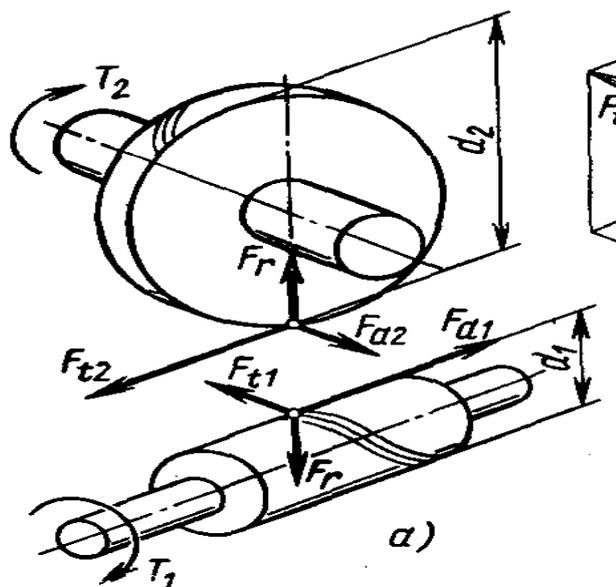


2. Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T}{(d_1 u_{\phi} \eta)} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{267,5}{(64 \cdot 50 \cdot 0,75)} = 222 \text{ H}$$

3. Радиальная сила:

$$F_r = F_{t2} 0,364 = 2675 \cdot 0,364 = 973,7 \text{ H}$$



Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{K F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m^2 (q + 2x)} \leq [\sigma]_F, \text{ где}$$

K – коэффициент нагрузки, значения которого вычислены в п. 2.6;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, т.к. $z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos^3 \gamma_w)} = \frac{50}{0,904} = 55,3$ принимаем $Y_{F2} = 1,425$

$$\sigma_F = \frac{1,006 \cdot 2675 \cdot 0,800 \cos 4,57}{1,3 \cdot 4^2 (16 - 3,5)} = 8,25 \leq 171 \text{ МПа}$$

Все условия выполнены.

Вывод:

В результате проделанной работы был разработан технологический процесс изготовления расчет муфты, состоящий из промышленность выпускает достаточно большое количество видов компенсирующих упругих муфт. В них передача крутящего момента осуществляется с



геометрическим замыканием, а колебания и удары, которые возникают во время эксплуатации, эффективно погашаются. Выбраны муфта, а также способ смазки и смазочный материал.

Список литературы

1. Уринов Н. Ф., Бафоев Б. Б. РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ПОКРЫТИЯМ ДЛЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ИЗ КОМПОЗИЦИОННОЙ КЕРАМИКИ //PEDAGOGS journali. – 2022. – Т. 3. – №. 2. – С. 86-89.
2. БахромБотирович Б. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ «СЕДЛО» //E Conference Zone. – 2022. – С. 54-59.
3. БахромБотирович Б. и др. ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ ПРИ АЛМАЗНОМ ВЫГЛАЖИВАНИИ //E Conference Zone. – 2022. – С. 110-112.
4. Бафоев Б. Б. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛУЧЕНИЕ ПЛЕНОК ГРАФИТА //Uzbek Scholar Journal. – 2022. – Т. 9. – С. 22-25.
5. Бафоев Б. Б. ПРИВОД ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ //Educational Research in Universal Sciences. – 2023. – Т. 2. – №. 2. – С. 176-179.
6. Бафоев Б. Б. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛУЧЕНИЕ ПЛЕНОК ГРАФИТА //Uzbek Scholar Journal. – 2022. – Т. 9. – С. 22-25.
7. Бафоев Бахром Ботирович. «Расчет привода с червячной передачей». Texas Journal of Engineering and Technology 9 (10 июня 2022 г.): 53–56. По состоянию на 3 июля 2023 г. <https://zienjournals.com/index.php/tjet/article/view/1896>
8. Нодирович А.К., Ботирович Б.Б. Применение вакуумного метода получения графита //Техасский журнал техники и технологий. – 2022. – Т. 8. – С. 112-114.