

Цель исследования – выработка рекомендаций по выбору типа и серии подшипников качения в опорах входного вала цилиндрическо-червячного редуктора. Описание конструкции (рис. 1). Цилиндрическо-червячный редуктор включает следующие основные элементы: корпус редуктора 1 и крышку корпуса 2; съемный корпус зубчатой передачи 3; входной вал 4; промежуточный вал 5; выходной вал 6; шестерню 7; зубчатое колесо 8; червяк 9; червячное колесо 10; левую и правую подшипниковые опоры входного вала 11 и 12; левую и правую подшипниковые опоры промежуточного вала 13 и 14. Рис. 1 – Двухступенчатый цилиндрическо-червячный редуктор

На законцовке входного вала 4 устанавливается муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) ГОСТ 21424-93, которая соединяет входной вал 4 с валом электродвигателя (на рис. 1 не показаны). Входной вал выполнен из стали 40Х ГОСТ 4543-71 заодно с шестерней 7, которая представляет собой косозубое зубчатое колесо цилиндрической зубчатой передачи. Для крепления вала 4 в опорах 11 и 12 используются радиально-упорные шарикоподшипники ГОСТ 831-75, причем подшипник в опоре 12 на один типоразмер меньше. Подшипники в опорах 11 и 12 установлены по схеме «враспор», при этом угол наклона зубьев зубчатых колес выполнен так, что осевую нагрузку воспринимает подшипник опоры 11. Шестерня 7 соединяется с зубчатым колесом 8, которое крепится консольно на законцовке промежуточного вала 5 и передает вращение с помощью шпоночного соединения. Вал 5 выполнен из стали 40Х заодно с червяком 9 и подвергается термообработке улучшению до твердости 269...302 НВ, при этом витки червяка подвергаются поверхностной закалке ТВЧ до твердости 45...50 HRC. Профиль червяка эвольвентный (ZI), витки червяка шлифуются и полируются до шероховатости $Ra \leq 0,8$ мкм. Для крепления вала 5 в опорах 13 и 14 используются: в опоре 14 – два конических роликоподшипника ГОСТ 27365-87, установленных на валу до соприкосновения внутренними кольцами (схема «враспор»); в опоре 13 – радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338-75. Червяк 9 передает вращение червячному колесу 10, которое установлено на выходном валу 6 с помощью шпоночного соединения. Для крепления выходного вала 6 в опорах корпуса редуктора используются конические роликоподшипники ГОСТ 27365-87, установленные по схеме «враспор». Кинематический расчет привода [1, часть1] Исходные данные для расчета привода по каждому из 20 вариантов заданий и итоговые данные кинематического расчета сведены в таблицу 1(при этом для каждого варианта рассматривались два возможных случая: $U_{зуб} = 2$ и $U_{зуб} = 3$):

Таблица 1 – Исходные данные и итоговые параметры кинематического расчета

Вар.	Ft, кН	v , м/с	D, мм	Pтр, кВт	пдв, об/мин
1. 5	0,25	250	1,8599172	1400	73,3038286
AIP90L4/2:PH=2кВт, $n_c=1500$ об/мин; $s=6,5\%$; $d_1=24$ мм					
2. 5	0,3	275	2,2319	1420	68,1551073
AIP100S6/4: PH=2,24кВт, $n_c=1500$ об/мин; $s=5,5\%$; $d_1=28$ мм					
3. 7	0,35	300	3,64543771	1410	63,280652

Общее перед. отношение
 Марка эл. двигателя и его характеристика

АИР100Л4/2: РН=4,25кВт, пс=1500 об/мин; s=6%; d1=28мм 4. 5 0,4 325
 2,97586752 1425 60,62292 АИР100S4/2: РН=3кВт, пс=1500 об/мин; s=5%;
 d1=28мм 5. 6 0,45 350 4,01742115 1410 57,4213324 АИР100Л4/2: РН=4,25кВт,
 пс=150 об/мин 0; s=6%; d1=28мм 6. 7 0,5 375 5,207768158 1470 57,726765
 АИР112М4/2: РН=5,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0175; d1=32мм 7. 5 0,55 400
 4,09181784 1410 53,6926744 АИР100Л4/2: РН=4,25кВт, пс=1500 об/мин; s=6%;
 d1=28мм 8. 6 0,6 425 5,35656153 1470 54,5197225 АИР112М4/2: РН=5,5кВт,
 пс=1500 об/мин; s=0,0175; d1=32мм 9. 7 0,65 450 6,770098602 1455 52,7425074
 АИР132S4: РН=7,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0306; d1=38мм 10. 5 0,7 475
 5,207768158 1470 52,22897787 АИР112М4: РН=5,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0175;
 d1=32мм 11. 5 0,35 300 2,60388408 1425 63,95385046 АИР100S4/2: РН=3кВт,
 пс=1500 об/мин; s=5%; d1=28мм 12. 5,5 0,45 350 3,68263605 1410 57,42133239
 АИР100Л4/2: РН=4,25кВт, пс=1500 об/мин; s=6%; d1=28мм 13. 5 0,5 375
 3,719834397 1410 55,37057053 АИР100Л4/2: РН=4,25кВт, пс=1500 об/мин; s=6%;
 d1=28мм 14. 5 0,6 425 4,463801276 1470 54,51972251 АИР112М4: РН=5,5кВт,
 пс=1500 об/мин; s=0,0175; d1=32мм 15. 6,5 0,5 375 4,8357847 1470 57,72676501
 АИР112М4: РН=5,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0175; d1=32мм 16. 6 0,55 400
 4,910181404 1470 55,9774691 АИР112М4: РН=5,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0175;
 d1=32мм 17. 6 0,7 475 6,249321787 1455 51,69602911 АИР132S4: РН=7,5кВт,
 пс=1500 об/мин; s=0,0306; d1=38мм 18. 7 0,4 325 4,166214525 1410 59,98478472
 АИР100Л4/2: РН=4,25кВт, пс=1500 об/мин; s=6%; d1=28мм 19. 7 0,45 350
 4,68699134 1470 59,86479334 АИР112М4: РН=5,5кВт, пс=1500 об/мин; s=0,0175;
 d1=32мм 20. 7 0,7 475 7,290875418 1455 51,69602911 АИР132S4: РН=7,5кВт,
 пс=1500 об/мин; s=0,0306; d1=38мм

Конструкция входного вала В соответствии с методическими указаниями [2] вначале определяется диаметр концевой части входного вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых касательных напряжениях, мм: $d = \sqrt[3]{\frac{M}{\tau}}$ (1) где M – вращающий момент на входном валу, Н·м; τ – допускаемое касательное напряжение. Полученное значение округляется в большую сторону до такой величины, которая согласуется с диаметром вала электродвигателя, соединенного с муфтой МУВП ГОСТ 21424-93. Результаты расчетов сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – конструкция законцовки входного вала

Вар.	Н·м	Расчетн. значение, мм	МУВП	Принят. знач., мм	Форма законцовки, мм
1.	12,3083	17,35	24 63	0,2 22	цилиндр. 25 20
2.	14,562	18,35	28 125	0,3 25	конус. 25 20
3.	23,9532	21,7 28	125 0,3 25	" 25 20	4. 19,348 20,2 28 125 0,3 25 " 25 20
5.	26,3974	22,38 28 125	0,3 25	цилиндр. 30 25	6. 32,822 24,06 32 125 0,3 30 конус. 30 25
7.	26,886	22,51 28 125	0,3 25	цилиндр. 30 25	8. 33,76 24,29 32 125 0,3 30 конус. 30 25
9.	43,1019	26,35 38 250	0,3 35	конус. 35 30	10. 32,822 24,06 32 125 0,3 30 конус. 30 25
11.	16,93	19,3 28 125	0,3 25	конус. 25 20	12. 24,198 21,74 28 125 0,3 25 " 25 20
13.	24,442	21,81 28 125	0,3 25	" 25 20	14. 28,1333 22,856 32 125 0,3 30 " 30 25
15.	30,478	23,47 32 125	0,3 30	" 30 25	16. 30,9466 23,6 32 125 0,3 30 " 30 25
17.	39,793	25,66 38 250	0,3 35	" 35 30	18. 27,375

22,65 28 125 0,3 30 " 30 25 19. 29,54 23,23 32 125 0,3 30 " 30 25 20. 46,425 27,01 38 250 0,3 35 " 35 30 По диаметру и производим выбор радиально-упорных шарикоподшипников ГОСТ 831-75 с углом контакта 26° , легкой или средней серии. Поскольку подшипники одного типоразмера, определяемого диаметром внутреннего кольца, имеют для каждой серии разные габаритные размеры (D и B) и радиальную динамическую грузоподъемность (Cr), то для определения серии руководствуемся следующей рекомендацией: (2) где – радиальная динамическая нагрузка, Н; – коэффициент динамичности нагрузки: при умеренных толчках, вибрационной нагрузке, кратковременной перегрузке до 150 % номинальной нагрузки – [4, табл.7.6]; – коэффициент эквивалентности при типовых режимах нагружения: для III типового режима [4, стр.118], которому соответствует по рис. 2.3 [4, стр.16] заданная циклограмма нагружения [3, задание 1.3, рис.68]; и – окружная и радиальная силы в зубчатой передаче, Н; – суммарное время работы привода в часах: ч для задания 1.3; – частота вращения входного вала, об/мин; – показатель степени для шарикоподшипников; – радиальная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности цилиндрическо-червячного редуктора при работе в составе привода. Вывод этой формулы выполняем следующим образом. Находим расчетный ресурс (долговечность) подшипника, скорректированный по уровню надежности и условиям применения: , (3) где – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности: для [4, табл. 7.7]; – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника, а также условий его работы: для обычных условий применения шарикоподшипников , принимаем . [4, стр.119]; – радиальная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н; – частота вращения входного вала, об/мин. Преобразуем формулу (3), принимая . (4) Определение сил, нагружающих подшипники входного вала Расчеты выполняем в соответствии с частью 6 методических указаний [2]. На основании конструктивной схемы цилиндрическо-червячного редуктора (схема №2 для задания 1.3) разрабатываем расчетную схему входного вала (рис. 2). Рис. 2 - Расчетная схема вала Плечи сил для расчетной схемы входного вала определяются следующим образом: – для опоры 2 (ближайшей к консольной части вала) принимаем, что опорная реакция расположена со смещением от наружного торца подшипника в сторону точки приложения сил в зацеплении; – для опоры 1 опорная реакция смещена от торца подшипника на величину ; – точка приложения сил в зацеплении расположена на делительном диаметре шестерни посередине ширины зубчатого венца ; – точка приложения консольной силы расположена на конце законцовки вала, в зоне стыка полумуфт соединительной муфты МУВП. В соответствии с расчетной схемой (рис. 2) наиболее нагруженной является опора 2: Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на опоре 2: , (5) где – коэффициент вращения кольца: при

3 70 968 363 1033,82 488,89 267,12 2837,42 3394,53 3,2835 12 2 66 1100 410
1173,93 555,99 317,85 2918,37 3558,37 3,0314 3 80 1210 452 1291,67 610,66
331,29 2693,7 3388,43 2,6233 13 2 66 1111 414 1185,63 561,35 320,35 2918,37
3564,92 3,0068 3 80 1223 457 1305,6 617,22 334,935 2693,7 3395,94 2,6011 14 2 72
1173 436 1251,41 605,02 347,663 3342,16 4039,96 3,2283 3 80 1407 526 1502,11
723,99 395,32 3153,64 3978,54 2,6486 15 2 75 1220 453 1301,39 628,49 358,62
3244,1 3967,7 3,0488 3 84 1452 542 1549,86 746,36 405,383 3069,96 3919,20
2,5288 16 2 75 1238 460 1320,7 637,76 364,24 3244,1 3978,59 3,0125 3 84 1474 550
1573,27 757,67 411,46 3069,95 3932,13 2,4993 17 2 78 1531 568 1632,97 789,18
456,29 4243,52 5155,11 3,1569 3 90 1769 659 1887,76 909,77 501,77 4008,05
5047,02 2,6736 18 2 72 1141 424 1217,23 588,52 338,442 3342,16 4021,05 3,3035 3
80 1369 511 1461,26 704,44 384,107 3153,64 3956 2,7073 19 2 75 1182 439 1260,89
608,91 347,(36) 3244,1 3945,13 3,1288 3 84 1407 525 1501,76 723,23 392,72
3069,96 3892,92 2,5923 20 2 84 1658 615 1768,39 853,63 492,95 4121,12 5106,86
2,8879 3 100 1857 690 1981,05 953,15 521,416 3805,92 4892,37 2,4696 При
анализе результатов вычислений отметим следующее. Существенное влияние на
величины сил в зубчатом зацеплении и , а также на реакции в опорах входного
вала и имеет значение межосевого расстояния , которое должно
соответствовать ряду нормальных линейных размеров: ... 48, 50, 53, 56, 60, 63,
67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110 мм... [4, табл. 24.1]. При выборе величины
межосевого расстояния были введены следующие ограничения: а) принимаемое
значение должно быть больше расчетного, но не более чем на 10%; б) удвоенное
значение должно делиться на без остатка, где – передаточное число зубчатой
передачи. Величины нормального ряда не всегда обеспечивают выполнение
обоих требований. Поэтому были рекомендованы дополнительные значения
межосевого расстояния, которые удовлетворяют этим требованиям: 54, 66, 72,
78, 84 мм. Введение ограничений на величину межосевого расстояния имело
целью оптимизировать значение коэффициента в формуле (2), чтобы однозначно
обеспечить выбор подшипника качения. Первоначально предполагалось, что
оптимальная величина определится как среднее значение по всем двадцати
вариантам и для и для . Однако разброс значений коэффициента оказался
настолько большим (от 2,2894 до 4,137 – см. табл.3), что не позволило сразу
правильно выбрать подшипник для любого варианта задания. Разброс значений
коэффициента вызван тем, что решающее влияние на радиальные реакции в
опоре 2 входного вала оказывает консольная сила и ее плечо . Сила : , [4, табл.
7.1] где – номинальный крутящий момент (Н·м), передаваемый муфтой МУВП, –
допускаемое радиальное смещение валов электродвигателя и входного вала
редуктора, мм. Величины и в зависимости от диаметра вала двигателя , взятые
по ГОСТ 21424-93 «Муфты и упругие втулочно-пальцевые», приведены в таблице
2. Как видно из таблицы, значения при переходе от одной группы диаметров к
другой изменяются скачкообразно (вдвое) и значительно превосходят

7808,84 3,01 23479,6 15700 0,29 1571,4 2,01 3 1305,6 1410 8599 2,61 22366,5
15700 0,35 1817,86 1,82 14 2 1251,41 1470 8357,4 3,23 26980,2 21900 0,53 2810,9
2,62 3 1502,11 1470 10031,64 2,65 26569,8 21900 0,56 2943,2 2,18 15 2 1301,39
1470 8691,16 3,05 26497,6 21900 0,56 2967,3 2,52 3 1549,86 1470 10350,5 2,53
26174,3 21900 0,59 3078,7 2,11 16 2 1320,7 1470 8820,12 3,02 26570,6 21900 0,56
2942,95 2,48 3 1573,27 1470 10506,9 2,50 26259,9 21900 0,58 3048,66 2,08 17 2
1632,97 1455 10868,35 3,16 34310,3 29000 0,60 3173,8 2,67 3 1887,76 1455
12564,1 2,68 33590,7 29000 0,64 3382,14 2,31 18 2 1217,23 1410 8017 3,31 26483,7
21900 0,57 2972,02 2,73 3 1461,26 1410 9624,2 2,71 26055,1 21900 0,59 3121,1
2,28 19 2 1260,89 1470 8420,7 3,13 26346,7 21900 0,57 3018,6 2,60 3 1501,76 1470
10029,3 2,60 25998,4 21900 0,59 3141,6 2,18 20 2 1768,39 1455 11769,62 2,89
33989,5 29000 0,62 3264,5 2,46 3 1981,05 1455 13185 2,47 32561,7 29000 0,71
3713,03 2,19

Заключение

Задание 1.3 для разработки привода ленточного конвейера является одним из наиболее востребованных заданий к курсовому проекту по «Деталям машин» студентов-механиков НХТИ [6]. Привод содержит три распространенных механических передачи (зубчатую, червячную и цепную), что позволяет в рамках одного курсового проекта дать студентам более широкое представление о механических приводах. Расчет передач привода производится по методикам учебно-методического пособия [4], а расчет валов на прочность – по методическим указаниям [2]. Оба методических документа разработаны на базе современного учебного пособия [1] издания 2006 г. Однако в методических указаниях [2] рекомендация по выбору типа и серии радиально-упорного шарикоподшипника по ГОСТ 831-75 не позволяла сделать однозначный выбор на стадии разработки конструкции входного вала, что вызывало значительные неудобства в оформлении расчетов [7]. Настоящее исследование позволило решить эту задачу путем введения в рекомендуемую формулу (2) поправочного коэффициента, учитывающего конструктивные особенности цилиндрическо-червячного редуктора при работе в составе привода.