

В конечном итоге в результате расчета размеров всех составляющих деталей механизма была сформирована подробная технологическая документация для изготовления опытно-промышленного образца ВППТК на одном из машиностроительных предприятий г. Мариуполя.

Выводы.

1. Размерно-функциональный анализ передающего узла механизма позволил обеспечить достаточно невысокую точность изготовления его составных деталей при обеспечении нормальной работы передачи в целом, что позволит снизить трудоемкость их изготовления, а, следовательно, – минимизировать себестоимость.

2. Размерный анализ передаточного механизма в целом позволит избежать трудностей при его сборке, а также обеспечить высокую точность сборки, что отразится на работе механизма и его долговечности.

Список литературы: 1. *Игнатицев Р.М.* Синусошариковые редукторы. – Мн.: Высш. школа, 1983. – 107с. 2. *Маргулис М.В.* Разработка конструкции рационального передаточного механизма с промежуточными телами // *Захист металургійних машин від поломок.* – Мариуполь, 2007. – Вип.10. – С.257–261. 3. *Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. и др.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. 6-е изд. (перераб. и дополн.). – М.: Машиностроение, 1987. – 352с.

Поступила в редколлегию 03.05.10

УДК 621.833

А.М. НАДЖАФОВ, к.т.н., доцент АзТУ, г. Баку, Азербайджан
А.И. АБДУЛЛАЕВ, д.т.н., профессор АзТУ

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ НОВОГО КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ПАКЕТНОГО РЕДУКТОРА

Рассматривается новое конструктивное решение зубчатого цилиндрического пакетного редуктора. Произведен кинематический анализ и сравнительная оценка уровня надежности, КПД и технического уровня пакетного и классического многоступенчатого цилиндрического редукторов.

Here is reviewed new constructive decision of cylindrical package reduction unit. Kinematic analysis and comparative evaluation of reliability level, efficiency and technical level of package and classic cylindrical multiple-reduction units is carried out.

Актуальность задачи. Экономика производства машин и агрегатов в значительной степени зависит и от кинематической схемы их составных механизмов и узлов. Обычно около 70% стоимости машины составляет стоимость затраченного на её изготовление металла. Поэтому очень важно изы-

скание наиболее подходящей кинематической схемы многоступенчатого редуктора, учитывая не только внешние (потребительские) характеристики, но и его стоимость [1, 2, 3].

В современном редукторостроении разрабатываются новые конструкции редукторов, уточняются и совершенствуются методы их прочностного расчета и проектирования конструктивных элементов. При больших передаточных отношениях обычно применяются многоступенчатые редукторы с цилиндрическими зубчатыми колёсами. Однако увеличение количества ступеней в зубчатых передачах приводит к одновременному увеличению как количества их конструктивных элементов, так и габаритных размеров и металлоемкости. Это негативно сказывается на КПД, надёжности и стоимости редуктора.

Важное практическое значение в современном машиностроении принимает требование заключения конструктивных элементов в корпус многоступенчатого редуктора минимального объёма. Чем меньше объём, тем меньше расходуется материал и тем ниже стоимость его изготовления. Конструкция считается совершенной, если относительное расположение деталей таково, что объём незаполненных мест в корпусе минимален. Кроме того, с уменьшением количества конструктивных элементов уменьшается не только стоимость многоступенчатого редуктора, но повышается и его надёжность.

Цель работы. Разработка многоступенчатых редукторов на двух валах с цилиндрическими зубчатыми колёсами, обеспечивающих большие значения передаточных отношений при минимальной металлоемкости, позволяющих повысить их надёжность и КПД за счёт частичного исключения из механической системы промежуточных валов и их опорных узлов.

На кафедре "Детали машин и ПТМ" Азербайджанского Технического Университета разработана, изготовлена и испытана принципиально новая конструкция многоступенчатого редуктора на двух валах с цилиндрическими зубчатыми колёсами, отличающийся компактностью, малой металлоемкостью, повышенной надёжностью и высокими эксплуатационными показателями, см. рисунок 1.

Редуктор назван пакетным из-за взаимно наложенного расположения его основных конструктивных элементов – зубчатых двухвенцовых блоков. В предлагаемой механической системе промежуточные валы исключаются, а ведущие и ведомые валы используются как оси для последующих ступеней.

Редуктор выполнен из удвоенных ведущих и ведомых зубчатых колёс, симметрично установленных относительно опор и жестко закрепленных с ведущим и ведомым валами, установленными на подшипниках качения, а двухвенцовые блоки шестерен установлены на вращающихся ведущем и ведомом валах с возможностью свободного вращения вокруг их геометрической оси; при этом общее число двухвенцовых блоков шестерен на единицу превышает общее число ступеней редуктора.

Предложенный пакетный редуктор создается на основе набора унифициро-

С целью получения наибольшей нагрузочной способности и долговечности пакетного редуктора шестерня высоконагруженной ступени изготавливается из цементуемых сталей 15Х, 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 20Х2Н4А. В процессе термической обработки обеспечивается твёрдость поверхностного слоя зубьев HRC=58÷63. Как правило, в этом случае хорошо сочетаются высокие контактные и изгибные прочностные характеристики.

На рисунке 2 представлена кинематическая схема трехступенчатого двухпоточного пакетного редуктора с передаточным отношением 1:64, спроектированного для механического привода штанговых насосов (станков-качалок). Редуктор выполнен из удвоенных ведущих и ведомых зубчатых колес, симметрично установленных относительно опор и жестко закрепленных с ведущим и ведомым валами, установленными на подшипниках качения; двухвенцовые блоки шестерен установлены на вращающихся ведущем и ведомом валах с возможностью свободного вращения вокруг их геометрической оси в одном направлении.

Редуктор содержит тяжелонагруженные зубчатые колеса – 1, 2, ведомый – 3 и ведущий – 4 вала, подшипники качения – 5, 6, 7, 8, шпоночное соединения – 9, 10 и 11, 12, корпус – 13, крышку – 14, резьбовые соединения – 15, 16, 17, 18.

Редуктор выполнен из двух ведущих зубчатых шестерен – 19, 20, симметрично расположенных относительно опор, жестко закрепленных с ведущим валом с помощью шпоночного соединения. Двухвенцовые блоки шестерен – 21, 22 и 23, 24, установлены на подшипниках скольжения – 25, 26 и 27, 28 соответственно на ведомом и ведущем валах с возможностью свободного вращения вокруг их геометрической оси в одном направлении. Ведомый шкив – 29 ременной передачи и шкив – 30 ко-

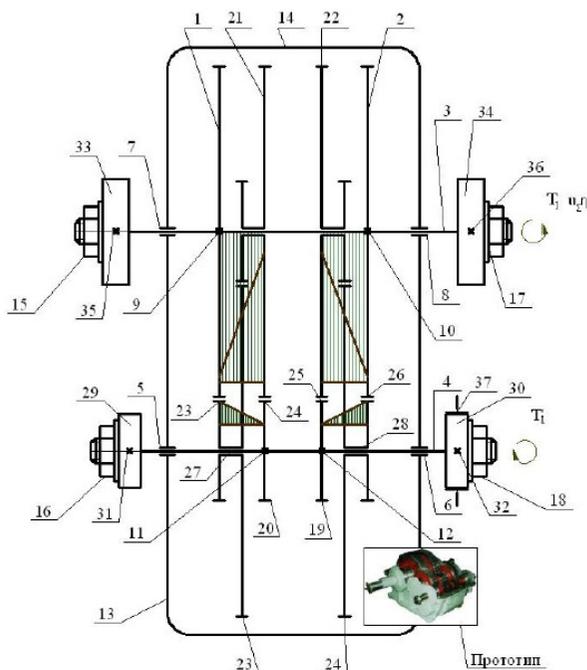


Рисунок 2 – Кинематическая схема цилиндрического двухпоточного трехступенчатого пакетного редуктора

лодочного тормоза жестко соединены с ведущим валом шпоночными соединениями – 31 и 32; кривошипные 33 и 34 имеют по два установочных шпоночных паза 35 и 36, расположенные под углом 90°.

Предложенный редуктор работает следующим образом: ведущий вал 4, установленный на подшипниках качения 5 и 6, получает вращательное движение от ведомого шкива ременной передачи 29, закрепленного с ним шпоночным 31 и резьбовым 16 соединениями и посредством шпоночных соединений 11 и 12 приводит в принудительное вращательное движение ведущие шестерни 19 и 20, которые далее приводят во вращательное движение находящиеся в зацеплении с ними двухвенцовые блоки шестерен 21 и 22, установленные на подшипниках качения 25 и 26 и свободно вращающиеся вокруг геометрической оси вращающегося ведомого вала 3 в одном направлении. Указанные двухвенцовые блоки шестерен, установленные симметрично относительно опор, приводят во вращательное движение двухвенцовые блоки шестерен 23 и 24, установленные на подшипниках скольжения 27 и 28 и свободно вращающиеся вокруг геометрической оси ведущего вала в одном направлении, которые в свою очередь приводят в принудительное вращательное движение наиболее нагруженные ведомые зубчатые колеса 1 и 2, симметрично расположенные вблизи подшипников качения 7 и 8 и жестко закрепленные с помощью шпоночных соединений 9 и 10 с ведомым валом, который приводит в принудительное вращательное движение симметрично расположенные вблизи опор кривошипные 33 и 34, установленные в соответствующих шпоночных пазах 35 и 36 и закрепленные на ведомом валу резьбовыми соединениями 15 и 17.

Вышеуказанные конструктивные элементы расположены в корпусе 13, закрытого крышкой 14. Торможение редуктора осуществляется прижатием колодок 37 к шкиву колодочного тормоза 30, закрепленного с ведущим валом с помощью шпоночного 32 и резьбового 18 соединений.

Предложенный пакетный редуктор создается на основе набора унифицированных зубчатых колес и двухвенцовых блоков шестерен в зависимости от заранее выбранного количества ступеней и общего передаточного числа.

Произведена сравнительная оценка уровня надежности, КПД и металлоемкости (габаритных размеров) предложенной и известной (для станков-качалок) конструкций редукторов.

Оценка технико-экономической эффективности разработанной конструкции пакетного редуктора произведена на примере пятиступенчатых редукторов. При прочих равных условиях произведена сравнительная оценка уровня надежности и КПД для предлагаемой пакетной и классической схем редукторов:

$$Q_{кр} = \prod_{i=1}^k Q_i, (Q_1 = 0,995, K_1 = 6; ; Q_2 = 0,9, K_2 = 12) = 0,995^6 \cdot 0,9^{12} = 0,2741;$$

$$Q_{пр} = \prod_{i=1}^k Q_i, (Q_1 = 0,995, K_1 = 2; ; Q_2 = 0,9, K_2 = 8) = 0,995^2 \cdot 0,9^8 = 0,4262,$$

где $Q_{пр}$ и $Q_{кр}$ – соответственно уровень надежности пакетного и классического редукторов.

Только лишь за счёт исключения из предлагаемой конструкции 4-х пар подшипников качения КПД пакетного редуктора увеличивается на 2%, что наглядно видно из нижеприведенного расчета:

$$\eta_{ппр} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_{\kappa}; (\eta=0,99; \kappa=4)=0,99^4=0,9606;$$

$$\eta_{пкр} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_{\kappa}; (\eta=0,99; \kappa=6)=0,99^6=0,9415,$$

где $\eta_{ппр}$ и $\eta_{пкр}$ – суммарный КПД пар подшипников качения пакетного и классического пятиступенчатых редукторов соответственно.

Таким образом за счёт исключения 4-х промежуточных валов на подшипниках качения уровень надёжности пятиступенчатого пакетного редуктора на 7,4% больше, чем у пятиступенчатого редуктора, выполненного по классической схеме.

Это свидетельствует о более высоком техническом уровне разработанного пакетного редуктора по сравнению с редукторами классического исполнения, который может быть успешно применён в различных агрегатах для редуцирования параметров движения рабочей машины. Кроме того, при рационализации и обеспечении научного и методологического единства в выборе и унификации характерных параметров можно еще больше повысить качество пакетного редуктора.

Для обеспечения одновременного вращения валов и блоков шестерен, компактности и повышения точности монтажа новых конструктивных решений разработанных пакетных редукторов в качестве опор под блоками шестерен используются подшипники скольжения производства ФРГ по *DIN ISO 4379-1*. При этом, по сравнению с обычными редукторами классического исполнения, в которых блоки шестерен устанавливаются неподвижно на вращающихся валах, и как минимум вследствие своего веса и усилий в зацеплениях сопротивляются их вращению, силы вязкого сдвига, возникающие в зазорах подшипников скольжения разработанных исполнений пакетных редукторов с нечетным количеством ступеней вследствие взаимного смещения слоев масла и частичного соприкосновения шероховатости взаимно-соприкасающихся поверхностей, оказывают положительное влияние на движение валов, а следовательно в целом и на КПД пакетных редукторов. Такое положительное влияние в дальнейшем назван "эффективным коэффициентом движения" в пакетных редукторах с нечетным количеством ступеней:

$$\psi_{\eta} = \frac{P_f}{P_2} = \frac{T_f}{T_2} = \frac{0,5 f_0 F_r d_2}{0,2 [\tau] d_2^3} = \frac{f_0 F_r}{0,4 [\tau] d_2^2} = \frac{\psi_{d_2}}{i_n} f_0 \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где P_f , T_f – соответственно мощность и вращающий момент от силы вязкого сдвига, P_2 , T_2 – соответственно мощность и вращающий момент на выходном валу редуктора без учета "эффективного коэффициента движения"; F_r – ради-

альная сила в зацеплении; f_0 – эффективный коэффициент сцепления в режиме жидкостного или полужидкостного трения, $\alpha=20^\circ$ – угол профиля исходного контура зубчатых зацеплений, n – количество ступеней пакетного редуктора (нечетное число); $\psi_{d_2} = (d_2/d_1) < 1$ – безразмерный параметр, характеризующий отношение диаметра ведомого вала к диаметру начальной окружности ведущей шестерни.

Из расчета на кручение устанавливается взаимосвязь между диаметрами ведущего d_1 и ведомого d_2 валов для идеального случая, то есть при $\eta_{\Sigma}=1$:

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{(U_{\Sigma}/\psi_{\tau})} = \psi_u d_1, \quad (2)$$

где: $[\tau_2] = [\tau]^*$, $\psi_{\tau} = [\tau]^*/[\tau_1]$ – безразмерный параметр, характеризующий отношение допускаемых значений напряжений кручения материалов ведущего $[\tau_1]$ и ведомого валов $[\tau_2]$ пакетного редуктора; $[\tau]^*$ – допускаемое значение выбранного базового напряжения кручения; $\psi_u = \sqrt[3]{(U_{\Sigma}/\psi_{\tau})}$ – безразмерный параметр, учитывающий влияние общего передаточного отношения и механических характеристик материалов валов пакетного редуктора.

Следовательно:

$$\psi_{d_2} = \frac{d_2}{d_{w1}} = \frac{\psi_u d_1}{d_{w1}} = \psi_u \psi_{d_1}. \quad (3)$$

Или, подставив (3) в (1), получим:

$$\psi_{\eta} = \frac{\psi_u \psi_{d_1}}{i_n} f_0 \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

В многоступенчатых пакетных редукторах суммарный "эффективный коэффициент движения" определится в виде:

$$\psi_{\eta_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^{n-1} \psi_{\eta_i}. \quad (5)$$

Учитывая вышеизложенное, мощность на выходном валу пакетного редуктора с учетом положительного влияния силы вязкого сдвига масла в подшипниках скольжения под двухвенцовыми блоками шестерен пакетных редукторов с нечетным количеством ступеней определится в следующем виде:

$$P_2^* = P_2 + \psi_{\eta_{\Sigma}} P_2 = P_2 (1 + \psi_{\eta_{\Sigma}}).$$

С учетом потерь на трение в зацеплениях и в подшипниках качения опор

валов (без учета прочих потерь) можно записать:

$$\eta_{\Sigma}^* = \frac{P_2^*}{P_1} = \frac{P_2(1+\psi_{\eta_{\Sigma}})}{P_1} \Rightarrow \frac{\eta_{\Sigma}^*}{1+\psi_{\eta_{\Sigma}}} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{\text{зп}}^n \eta_{\text{пк}}^2.$$

Откуда

$$\eta_{\Sigma}^* = \eta_{\text{зп}}^n \eta_{\text{пк}}^2 (1 + \psi_{\eta_{\Sigma}}), \quad (6)$$

где $\eta_{\text{зп}}$, $\eta_{\text{пк}}$ – потери в зубчатых зацеплениях и пар подшипников качения соответственно.

Для оценки "эффективного коэффициента движения" многоступенчатых пакетных редукторов с нечетным количеством ступеней и проверки достоверности полученных зависимостей, в научной лаборатории кафедры "Детали Машин и ПТМ" Азербайджанского Технического Университета были смоделированы и проведены экспериментальные испытания узлов валов с двухвенцовыми зубчатыми блоками, установленными на подшипниках скольжения, на усовершенствованной экспериментальной установке ДМ 28М с использованием различных смазочных материалов: *Lubex 20W/50*, *Super Akta 20W/50*, *Motoroil HD40*, *M-40*, *MC-20*, при диапазонах нагрузки 500...5000Н, частот вращения основного вала в 760; 1350 и 2400 мин⁻¹ и вспомогательного вала – 180, 240 и 340 мин⁻¹. Результаты численного расчета КПД трех- и пятиступенчатых пакетных редукторов при $\psi_{\text{дл}}=0,652$, $f_0=0,0015$, $\eta_{\text{зп}}=0,98$ и $\eta_{\text{пк}}=0,99$, $[\tau_1]=[\tau_2]$ показали, что по сравнению с редукторами классического исполнения КПД трех- и пятиступенчатых пакетных редукторов повышается в среднем до 7% [4].

Поскольку в мировой практике себестоимость приблизительно пропорциональна массе машины или механизма, то за критерий технического уровня можно принять относительную массу – отношение массы машины или механизма к вращающему моменту на их тихоходном валу.

Соосное исполнение многоступенчатого пакетного редуктора требует равенства не только межосевого расстояния, но и диаметров начальных окружностей всех шестерен, а, следовательно, передаточного отношения всех ступеней. Это обстоятельство положительно влияет на унификацию конструктивных элементов редуктора.

Из расчета на контактную и изгибную прочность наиболее нагруженной тихоходной ступени пакетного редуктора определяются диаметр начальной окружности шестерни и нормальный модуль зацепления. Далее из условия равенства диаметров начальной окружности шестерен ступеней пакетного редуктора устанавливается взаимосвязь между коэффициентами ширины зубчатого колеса текущей и последующей ступеней редуктора:

$$(\psi_{bd})_{i+1} = (\psi_{bd})_i i_n \frac{[\sigma_H]_i^2}{[\sigma_H]_{i+1}^2} = v_i (\psi_{bd})_i, \quad (7)$$

где $v_i = (i_n [\sigma_H]_i^2) / [\sigma_H]_{i+1}^2 = i_n \psi_{\sigma}$ – безразмерный параметр, регулирующий прочностные характеристики ступеней пакетного редуктора.

Поскольку понятие "*технический уровень*" установлено и регламентировано, то его значение целесообразно оценивать количественным показателем, отражающим соотношение затраченных средств и полученный результат. "*Результатом*" для пакетного редуктора принимается его нагрузочная способность, характеризуемая значением вращающего момента T^* , Н·м на его выходном валу. В качестве объективной меры затраченных средств принимается масса пакетного редуктора " m ", кг, в которой практически интегрированы все геометрические параметры редуктора:

$$m = \varphi \cdot \rho \cdot V \cdot 10^{-9}, \quad (8)$$

где φ – коэффициент заполнения, определяется ориентировочно в соответствии с предельными значениями принятого критерия; ρ – плотность материалов конструктивных элементов, кг/м³; V – условный объем ПР, мм³. В результате исследований [5] была выведена формула для определения технического уровня пакетного редуктора:

$$\gamma = \frac{m}{T} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi \cdot \rho \cdot \psi^*}{u_{\Sigma} \eta_{\Sigma} [\tau]^*}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{Нм}}. \quad (9)$$

Численный расчет технического уровня пакетного редуктора выявил его соответствие лучшим мировым образцам.

Выводы.

1. Впервые разработаны, спроектированы и изготовлены опытные образцы нового конструктивного решения передаточного механизма МПШН в виде трех- и пятиступенчатых пакетных редукторов на двух валах, созданные на основе набора унифицированных зубчатых колес и двухвенцовых блоков шестерен.

2. Произведена сравнительная оценка уровня надежности, КПД и технического уровня предложенного пакетного и известного классического редукторов. На основании экспериментальных исследований установлено, что при прочих равных условиях уровень надежности пакетного редуктора повышается на 7,4%, КПД – до 7% а технический уровень – до 3%.

Список литературы: 1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. 10-е изд., стер. – М.: Изд. центр "Академия", 2007. – 496с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. 4-е изд-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с. 3. Niemann G., Winter H. Maschinenelemente. Band II. Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe-Grundlagen, Stitnradgetriebe. 2. Auflage. – Springer Verlag, 1989. – 376с. 4. Наджафов А.М. Теоретическая оценка влияния подшипника скольжения на КПД пакетного редуктора // Вестник машиностроения. – №3. – 2010. – С.19–21. 5. Абдуллаев А.И., Наджафов А.М. Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора // Вестник машиностроения. – №12. – 2008. – С.6–9.

Поступила в редакцию 07.05.10