

УДК 67.05:001.891.55

Методика и стенд для проведения контрольных испытаний волновых редукторов

Г.С. Большаков¹, Д.А. Тарасов², И.Е. Баннов³¹ Пензенский государственный университет² Пензенский государственный технологический университет³ ООО «Группа компаний ЦеСИС»

Method and stand for conducting control tests of wave reducers

G.S. Bolshakov¹, D.A. Tarasov², I.E. Bannov³¹ Penza State University² Penza State Technological University³ CeSIS Group of Companies LLC

Измерение деталей при производстве волновых редукторов с промежуточными телами качения, как и других механических передач, не позволяет контролировать все параметры точности изготовления. Для контроля стандартизованных передач выпускаются специальные измерительные и контрольные стенды, но для волновых редукторов с промежуточными телами качения такое оборудование отсутствует. В связи с этим одним из вариантов контроля качества их изготовления стала проверка работоспособности на контрольно-испытательном стенде с определением соответствия расчетных механических характеристик, в том числе коэффициента полезного действия, нормативным значениям. Предложена методика контроля геометрической точности, крутильной податливости, свободного хода (люфта) и коэффициента полезного действия волнового редуктора. Приведенные методика и конструкция стенда дают возможность проводить контрольные испытания волновых редукторов, а также их обкатку без нагрузки и под нагрузкой.

EDN: MASEJD, <https://elibrary/masejd>

Ключевые слова: волновой редуктор, промежуточные тела качения, контрольно-испытательный стенд, геометрическая точность, крутильная податливость, свободный ход

Measuring parts in the manufacture of wave reducers with intermediate rolling elements, as well as other mechanical gears, does not allow you to control all the parameters of manufacturing accuracy. Special measuring and control stands for checking the parameters of wave gears with intermediate rolling elements, similar to those used for the study of standardized mechanical gears, are not produced by the industry, therefore, one of the options for quality control of the manufacture of wave gearboxes is to check their operability on a closed-flow control and test bench of the proposed design. In this case, the compliance of the calculated mechanical characteristics with the normative values, including the actual value of the efficiency coefficient, is determined. A method is proposed for controlling geometric accuracy, torsional compliance, freewheeling — the "backlash" of the gearbox and the efficiency. The given method and design of the stand make it possible to carry out control tests of wave reducers, as well as the running-in of gearboxes without load and in a loaded state.

EDN: MASEJD, <https://elibrary/masejd>

Keywords: wave reducer, intermediate rolling elements, control and test bench, geometric accuracy, torsional compliance, freewheel

Волновой редуктор (ВР), являющийся выходной ступенью двухступенчатого червячно-волнового привода поворота стрелы противотаранного шлагбаума, имеет соосные ведущий и ведомый валы. Номинальный момент на полом выходном валу ВР равен 4200 Н·м.

ВР с промежуточными телами качения 1 (рис. 1) помимо последних содержит волнообразователь 2 (входное звено), сепаратор 3 (выходное звено) и жесткое неподвижное колесо 4 с профилем сложной формы, описываемой параметрическими уравнениями [1].

Передача крутящего момента от волнообразователя на выходной вал — сепаратор — осуществляется следующим образом. Волнообразователь, представляющий собой эксцентрик, при повороте воздействует на промежуточные тела качения, расположенные равномерно по окружности в пазах сепаратора с возможностью радиального перемещения. Упираясь в криволинейную поверхность жесткого неподвижного колеса, тела качения стремятся переместиться, тем самым создавая вращающий момент на сепаратор.

Нормы точности ВР с промежуточными телами качения не стандартизованы. Исходя из принципа работы, наиболее ответственными размерами деталей, влияющими на эффективность зацепления, являются диаметры волнообразователя и тел качения, ширина и угловой шаг пазов сепаратора, эксцентриситет волнообразователя, профиль жесткого колеса и его

соосность с осью вращения волнообразователя.

Измерение деталей ВР при производстве, как и других механических передач, не позволяет контролировать все параметры точности изготовления. Особенно это относится к таким деталям зацепления, как жесткое колесо и сепаратор, контроль точности изготовления которых включает в себя только отдельные размеры не всех повторяющихся элементов ввиду значительной трудоемкости и сложности контрольных операций.

Для контроля стандартизованных волновых передач выпускаются специальные измерительные и контрольные стенды, например для проверки биения зубчатого венца [2]. Для ВР с промежуточными телами качения такое оборудование отсутствует, поэтому одним из вариантов контроля качества изготовления ВР является проверка их работоспособности на контрольно-испытательном стенде. Учитывая многопарность и значительное число деталей в зацеплении, проверить их работоспособность можно только после сборки всего ВР. Также необходимо суммировать погрешности различных деталей. Кроме того, ввиду отсутствия стандартов влияние погрешностей деталей на параметры работоспособности ВР также является предметом исследования.

Периодические и типовые испытания ВР включают в себя испытания под нагрузкой продолжительностью 15 % нормативного срока

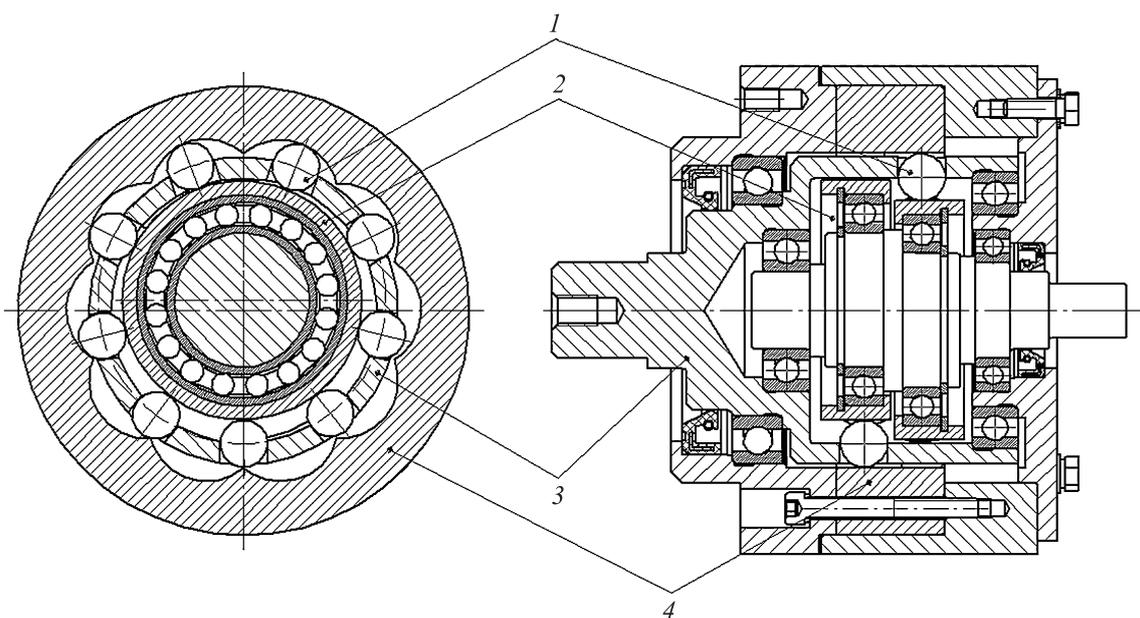


Рис. 1. Схема ВР с промежуточными телами качения

службы. При этом определяют соответствие расчетных механических характеристик, в том числе коэффициента полезного действия (КПД), нормативным значениям.

Цель исследования — разработка стенда и методов контроля точности изготовления, жесткости и КПД ВР.

Так, для испытаний под нагрузкой требуются соответствующие стенды. Особенно это становится актуальным, когда указанные параметры нельзя измерить непосредственно на устройстве ввиду быстрого изменения во времени нагрузки, что характерно для быстродействующих приводов противотаранной техники.

Испытательный стенд должен обеспечивать создание нагрузки в виде крутящего момента и радиальной силы в заданном диапазоне на выходном валу ВР, позволяя определять крутящий момент на входном валу или входную мощность.

Редуктор устанавливают в противотаранное устройство посадкой выходного вала ВР на входной вал устройства и фиксацией с помощью обжимной муфты, в результате чего между валами образуется фрикционное соединение. Это соединение не требует угловой ориентации соединяемых валов и выступает в качестве предохранительного устройства. При превышении допустимого крутящего момента происходит проскальзывание валов без разрушения деталей ВР. Корпус ВР не имеет крепления к основанию устройства, т. е. он удерживается в радиальном и осевом направлениях на внутренних подшипниках выходного вала. Для фиксации от поворота на корпусе закреплен рычаг — реактивная штанга (РШ), которая входит в паз рамы устройства.

Такая схема крепления ВР, в отличие от фланцевой или на лапах, не требует точных поверхностей рамы или регулировочных устройств для обеспечения соосности вала ВР и приводного механизма. Крепление ВР на испытательном стенде должно соответствовать таковому в применяемом устройстве.

Наиболее сложно реализуемой задачей является проектирование нагрузочного устройства (НУ) стенда, так как требуемый момент нагрузки должен быть значительным.

В качестве НУ могут выступать механические тормоза [3, 4]. В этом случае механическая энергия привода стенда преобразуется в тепловую посредством сил трения, что при значительной мощности и продолжительной работе является определенной проблемой.

Альтернативой работе сил трения для создания момента нагрузки служит сила тяжести при вертикальном перемещении определенной массы с помощью рычажных механизмов или лебедок. Выделение теплоты определяется только потерями в механических передачах испытуемого привода и стенда. Особенностью такого способа создания нагрузки является возвратно-поступательное движение при ее неизменном направлении, а также необходимость значительной высоты подъема для обеспечения продолжительного процесса в одном направлении.

Также в качестве нагрузки можно использовать электрические генераторы [5] и гидравлические насосы [6, 7]. В этом случае, с механическими тормозами, обеспечивается непрерывный момент нагрузки. Вместе с тем более просто решить вопрос охлаждения путем рассеивания электрической или гидравлической энергии, полученной в результате совершения механической работы. Однако обеспечение непосредственно на выходном валу момента нагрузки 5000 Н·м является нетривиальной задачей и требует применения мультипликаторов [7], что увеличивает стоимость и обязывает учитывать характеристики НУ при определении параметров испытуемого ВР.

Таким образом, существенным недостатком всех описанных принципов работы НУ является значительное потребление электроэнергии. Особенно это актуально при обкатке и ресурсных испытаниях ВР, когда в течение продолжительного периода привод стенда должен работать с номинальной мощностью. Указанный недостаток отсутствует у стендов с замкнутым силовым потоком [8–10], где момент нагрузки создается внутри замкнутого силового контура [11].

Если силовой контур состоит из двух ВР [12], то на одном стенде испытанию на надежность подвергают сразу два ВР, что позволяет сократить количество необходимого оборудования или срок испытаний [13]. Для создания момента нагрузки используют деформацию упругого элемента, включенного в состав замкнутого силового контура, или элементов силового контура с учетом их крутильной податливости.

В случае соосных ВР нагружение возможно поворотом корпусов относительно оси валов при кинематически связанных выходных и входных валах ВР. Угол поворота корпусов

должен превышать зазоры в механических передачах замкнутого контура. Учитывая крепление ВР с помощью РШ, момент нагрузки задают приложением силы, определяемой длиной РШ в месте ее закрепления на основании.

Два испытуемых ВР 4 (рис. 2) размещают на силовом соединительном валу 2 станда, который смонтирован в подшипниковых узлах 1, установленных в жестком основании коробчатого сечения 8. Такая конструкция исключает нагруженные выходным моментом механические передачи. Входные валы ВР связаны с механизмами станда упругими втулочно-пальцевыми муфтами 5, выступающими в качестве упругого элемента в замкнутом контуре.

Таким образом, выходные и реактивные моменты на корпусах испытуемых ВР сосредоточены в компактной части конструкции — силовом основании коробчатого профиля, что существенно уменьшает размеры и сечения остальной части станда, нагруженной силами и реакциями от входного момента ВР, не превышающего 200 Н·м.

Описанную схему нагружения можно реализовать только при предварительном замыкании с помощью механических передач входных валов испытуемых ВР. Кинематическая схема контрольно-испытательного станда приведена на рис. 3. Входные валы ВР связаны двумя цепными или зубчатыми ременными передачами Z3/Z4 и ведущим валом станда, привод которого осуществляется с помощью червячной передачи K/Z1 от электродвигателя (ЭД).

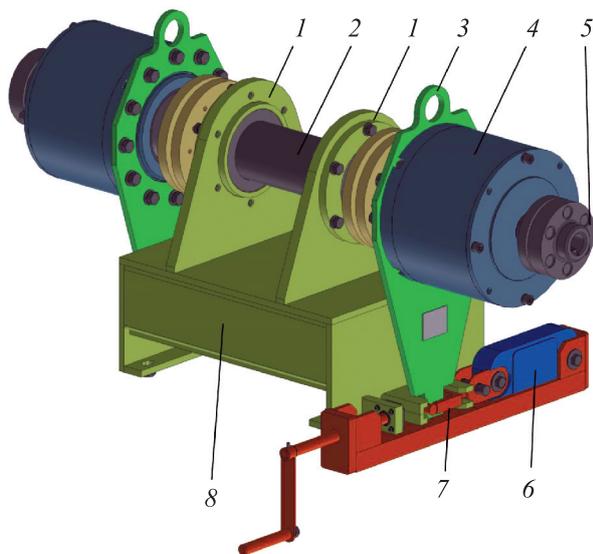


Рис. 2. Внешний вид силовой части контрольно-испытательного станда

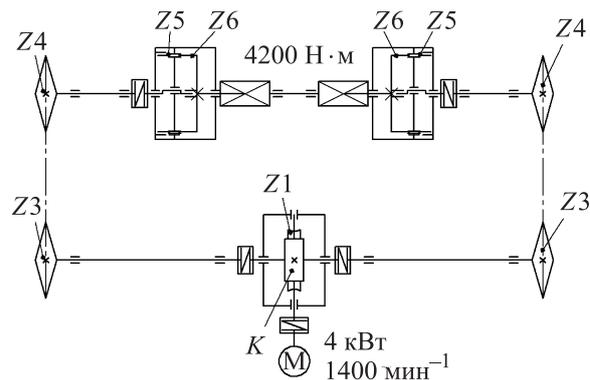


Рис. 3. Кинематическая схема контрольно-испытательного станда

Нагрузочное устройство представляет собой ползун 7 (см. рис. 2), в паз которого входит РШ 3 одного из испытуемых ВР. Ползун перемещается относительно коробчатого основания винтовой передачей, тем самым смещая РШ и обеспечивая поворот корпуса ВР. Между ползуном и РШ установлен высокоточный динамометр 6 для задания и контроля силы, поворачивающей РШ.

При необходимости НУ можно оснастить дополнительным упругим элементом для компенсации колебаний момента нагрузки, вызванных геометрическими погрешностями ВР. Смещение РШ возможно как в прямом, так и в обратном направлении относительно исходного, что позволяет задать направление нагрузки независимо от направления вращения ВР. Реактивную штангу второго ВР фиксируют от поворота в соответствующем пазу основания. Длину РШ определяют исходя из необходимой радиальной нагрузки на выходной вал ВР. Внешний вид контрольно-испытательного станда показан на рис. 4.

Размещение НУ на основании, а не в конструкции соединительного вала [14], позволяет не только задавать момент нагрузки, но и контролировать его изменение в процессе продолжительных испытаний и при повороте выходных валов ВР, а также при необходимости корректировать значение нагрузки в ходе испытания без остановки привода станда. Для имитации сложных законов изменения нагрузки во времени НУ можно оснастить автоматизированным приводом, управление которым осуществляет программируемый логический контроллер.

Контроль геометрической точности ВР выполняют путем измерения поворота свободной



Рис. 4. Внешний вид контрольно-испытательного стенда

РШ одного из ВР. Так как передаточное отношение испытуемых ВР равно 36, влияние кинематических погрешностей механизмов стенда, соединяющих их входные валы в 36 раз меньше, чем у жесткого колеса и сепаратора. Геометрическую точность определяют по отклонению РШ, устанавливая вместо НУ индикатор часового типа для контроля отклонения РШ при повороте выходных валов на один оборот (рис. 5).

Существует альтернативный метод определения геометрической погрешности зацепления, основанный на измерении угла поворота выходного вала относительно заданного передаточным отношением значения. Это требует наличия точных датчиков угла поворота (энко-

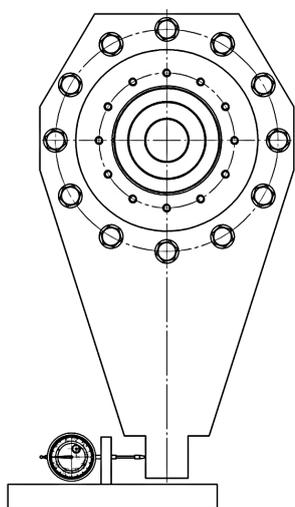


Рис. 5. Схема измерения свободного хода ВР

деров) входного и выходного валов [15], что приводит к удорожанию и сложности системы измерения и контроля.

Свободный ход (люфт) ВР $\varphi_{сх}$ определяют, измеряя свободный ход РШ $L_{сх}$, м, испытуемого ВР при зафиксированных входных и выходных валах ВР:

$$\varphi_{сх} = \operatorname{arctg} \frac{L_{сх}}{R},$$

где R — радиус РШ до точки измерения свободного хода, м.

Колебания момента нагрузки при испытаниях под нагрузкой также позволяют определять кинематическую точность привода и приработку деталей ВР. Кинематическую погрешность зацепления вычисляют по предварительно определенной крутильной жесткости или податливости испытуемых ВР, колебанию момента нагрузки либо непосредственным измерением перемещения РШ под нагрузкой $\Delta L_{исп}$, м:

$$\Delta\varphi_{исп} = \operatorname{arctg} \frac{\Delta L_{исп}}{R}.$$

Крутильную податливость ВР контролируют, измеряя линейное перемещение РШ в процессе создания момента нагрузки на статичном приводе $\Delta L_{нагр}$, м:

$$e = \frac{\operatorname{arctg} \frac{\Delta L_{нагр}}{R}}{RF_{нагр}},$$

где $F_{нагр}$ — сила НУ, Н.

С учетом многопарности крутильная податливость ВР также позволяет оценивать качество зацепления и соответствие фактического числа тел качения расчетному, так как контактная жесткость определяется фактической площадью контакта.

Контроль КПД ВР выполняют по крутящему моменту или мощности приводного мотор-редуктора стенда, который преодолевает только потери на холостом ходу и под нагрузкой. Именно потери мощности являются величиной, по которой контролируют качество изготовления ВР. Так, КПД ВР при передаточном отношении 63 должно быть не менее 0,83.

Потери мощности в замкнутом контуре стенда равны разности между полной мощностью и мощностью момента нагрузки.

Мощность момента нагрузки

$$P_{\text{нагр}} = \frac{M_{\text{нагр}} n_{\text{вых}}}{9550}.$$

Здесь $M_{\text{нагр}}$ — момент нагрузки, создаваемый НУ, $M_{\text{нагр}} = F_{\text{нагр}} R_{\text{нагр}}$ ($R_{\text{нагр}}$ — радиус РШ, $F_{\text{нагр}} = 10\,500$ Н; $R_{\text{нагр}} = 0,375$ м), Н·м; $n_{\text{вых}}$ — частота вращения выходного вала ВР, мин⁻¹,

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{ЭД}}}{i_{\text{ст}} i_{\text{ВР}}},$$

где $n_{\text{ЭД}}$ — частота вращения вала ЭД, мин⁻¹; $i_{\text{ст}}$ и $i_{\text{ВР}}$ — передаточное отношение стенда и испытуемого ВР.

Полная мощность

$$P_{\text{полн}} = \frac{M_{\text{нагр}} n_{\text{вых}}}{9550 \eta_{\text{п.п.к}}^5 \eta_{\text{ц.п}}^2 \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{ВР}}^2} = 3,86 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{п.п.к}}$ — КПД пары подшипников качения, $\eta_{\text{п.п.к}} = 0,995$; $\eta_{\text{ц.п}}$ — КПД цепной передачи, $\eta_{\text{ц.п}} = 0,94$; $\eta_{\text{м}}$ — КПД упругой втулочно-пальцевой муфты, $\eta_{\text{м}} = 0,98$; $\eta_{\text{ВР}}$ — КПД испытуемого ВР, $\eta_{\text{ВР}} = 0,83$.

Потери мощности в замкнутом контуре стенда

$$\Delta P_{\text{з.к}} = \frac{M_{\text{нагр}} n_{\text{вых}}}{9550 \eta_{\text{п.п.к}}^5 \eta_{\text{ц.п}}^2 \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{ВР}}^2} - \frac{M_{\text{нагр}} n_{\text{вых}}}{9550} = 1,42 \text{ кВт}.$$

Момент ЭД для преодоления потерь мощности

$$M_{\text{вых}} = \frac{9550 \Delta P_{\text{з.к}}}{n_{\text{ЭД}}} = 9,417 \text{ Н·м}.$$

Номинальный момент ЭД составляет 27 Н·м.

Требуемая мощность приводного ЭД стенда

$$P_{\text{ЭД}} = \frac{\Delta P_{\text{з.к}}}{\eta_{\text{ч.р}}} = 1,56 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{ч.р}}$ — КПД червячного редуктора, $\eta_{\text{ч.р}} = 0,91$.

Расчетная мощность ЭД стенда для испытания двух ВР мощностью в замкнутом силовом контуре, равной 2,44 кВт, составляет 1,56 кВт. Таким образом, учитывая, что испытания проходят два ВР одновременно, мощность ЭД и, соответственно, потребление электроэнергии в 4,92 раза меньше, чем при испытаниях в составе мотор-редукторов в разомкнутой схеме.

Для фиксации фактической выходной мощности и момента ЭД подключают к преобразователю частоты с программируемым логическим контроллером, который позволяет реализовать цикл изменения скорости, соответствующий устройству, в котором применен ВР при ресурсных испытаниях.

Потери, приходящиеся на механизмы стенда, предварительно определяют без нагрузки и под нагрузкой, соответствующей номинальному входному моменту. В последнем случае нагрузку создают непосредственно между входными полумуфтами испытуемых ВР. КПД одной червячной и двух цепных механических передач стенда можно найти экспериментально или аналитически, что допускает определенные погрешности.

Для экспериментального определения КПД стенда выполняют контрольное измерение, при котором замыкание на промежуточный силовой вал осуществляют без испытуемых ВР, вместо которых устанавливают промежуточные торсионы (рис. 6). Момент нагрузки задают равным входному моменту ВР.

Крутильную податливость ВР контролируют измерением линейного перемещения РШ

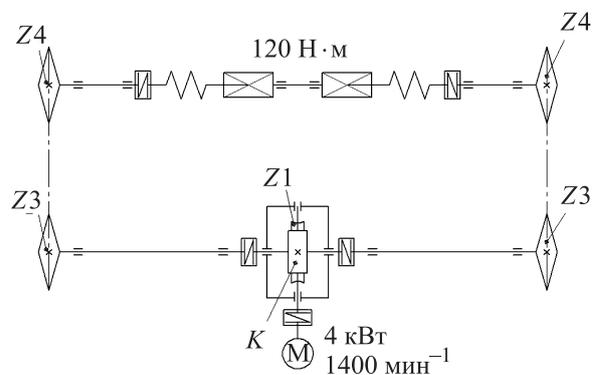


Рис. 6. Кинематическая схема для контроля КПД механизмов стенда

в процессе создания момента нагрузки на статичном приводе:

$$e = \frac{\arctg(\Delta L_{\text{нагр}}/R)}{RF_{\text{нагр}}} = 0,29 \text{ град}/1000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Колебания момента нагрузки при испытаниях под нагрузкой также позволяют определять кинематическую точность привода и работу деталей ВР [16]. Кинематическую погрешность зацепления вычисляют как

$$\Delta\varphi_{\text{исп}} = e\Delta M = 0,006^\circ,$$

где ΔM — колебание момента нагрузки при испытании, Н·м.

Мощность на выходном валу ВР

$$P_{\text{вых}} = \frac{M_{\text{нагр}}n_{\text{вых}}}{9550} = 2,17 \text{ кВт},$$

где $M_{\text{нагр}} = 3900 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_{\text{вых}} = 5,33 \text{ мин}^{-1}$.

Механическая мощность ЭД стенда для преодоления потерь мощности

$$\Delta P_{\text{эд}} = \frac{kM_{\text{ном}}n_{\text{эд}}}{9550} = 1,935 \text{ кВт},$$

где k — коэффициент загрузки ЭД, определяемый по показаниям преобразователя частоты.

С учетом того, что КПД червячного редуктора $\eta_{\text{ч.р}} = 0,91$, потери мощности на входном валу стенда

$$\Delta P = \Delta P_{\text{эд}}\eta_{\text{ч.р}} = 1,761 \text{ кВт}.$$

Входная мощность на валу ВР равна сумме мощности на выходном валу и половине потерь мощности на входном валу стенда (так как два ВР и две параллельные кинематические цепи стенда) с учетом потерь в механических передачах стенда:

$$P_{\text{вх}} = \left(P_{\text{вых}} + \frac{\Delta P}{2} \right) \eta_{\text{п.п.к}}^2 \eta_{\text{ц.п}} \eta_{\text{м}} = 2,782 \text{ кВт}.$$

Тогда КПД ВР

$$\eta_{\text{ВР}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} = 0,78.$$

Литература

- [1] Ан И.К., Панкратов Э.Н., Лазуркевич А.В. Кинематический анализ промежуточного тела планетарной передачи с зацеплением промежуточных тел. *Вестник машиностроения*, 2022, № 3, с. 41–47. EDN: UUHDSO
- [2] Анисимов Р.В., Ревенков А.А. Контроль точностных параметров зубчатых колес с внутренними зубьями неэвольвентного профиля. *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, 2012, № 3–2, с. 145–150. EDN: PUKGQR

Результаты испытания ВР

Параметр	Значение
Момент нагрузки, Н·м	3900
Угловая податливость, град/(1000 Н·м)	0,29
Максимальное отклонение угла поворота, град	0,006
КПД	0,78

Результаты испытания ВР приведены в таблице.

Выводы

1. Предложена конструкция стенда с замкнутым силовым потоком, позволяющая проводить контрольные испытания ВР, а также обкатку ВР без нагрузки и под нагрузкой.

2. Нагрузочное устройство стенда позволяет создавать требуемую нагрузку в виде крутящего момента и соответствующей длине РШ радиальной силы в заданном диапазоне на выходном валу ВР, а также контролировать и изменять крутящий момент в процессе испытаний.

3. Разработана методика измерения на стенде углового зазора в зацеплении и угловой жесткости привода по перемещению РШ корпуса ВР без нагрузки и под нагрузкой.

4. Предложено по колебаниям момента нагрузки за один оборот выходного вала в процессе испытания определять по известной угловой жесткости кинематическую погрешность привода. В отличие от распространенных методов контроля, разработанная методика не требует точных датчиков угла поворота (энкодеров) входного и выходного валов, а также затрат времени на контроль геометрических погрешностей.

5. Приведена методика контроля КПД испытуемых ВР с учетом замкнутого силового потока и потерь в передачах стенда.

- [3] Иванов А.С., Муркин С.В., Ермолаев М.М. и др. Универсальный стенд для испытаний высокоточных редукторов. *Вестник машиностроения*, 2013, № 5, с. 19–21. EDN: REKNHD
- [4] Дубовик Е.А. Технологичность конструкции привода стенда для испытания раздаточных коробок перемены передач грузовых автомобилей. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2019, № 5, с. 195–199. EDN: WVJYZT
- [5] Богатырев Н.И., Курасов В.С., Плешаков В.Н., Кравченко В.А. Энергосберегающий стенд для испытания редукторов. *Сельский механизатор*, 2018, № 7–8, с. 52–53. EDN: YNHUSL
- [6] Месхи Б.Ч., Рыбак А.Т., Пелипенко А.Ю. и др. Моделирование процесса испытаний поршневых гидроцилиндров с рекуперацией энергии. *Известия ТулГУ. Технические науки*, 2023, № 8, с. 441–449. EDN: FCGUHW
- [7] Дубовик Е.А. Стенд для испытания объемных гидромашин с рекуперацией энергии. *Автомобильная промышленность*, 2015, № 9, с. 33–35. EDN: UMVUQP
- [8] Ларин П.А., Каракулов М.Н. Пути совершенствования стендов для испытаний механических редукторов. *Вестник машиностроения*, 2011, № 5, с. 91–92. EDN: QGRYIN
- [9] Зенин А.Р., Рыбак А.Т., Бескопильный А.Н. и др. Стенд испытания поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии: структура, моделирование и расчет. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*, 2024, т. 24, № 4, с. 347–359, doi: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-347-359>
- [10] Терехов Г.А. Погрешности экспериментального определения КПД зубчатых механизмов на стендах с замкнутым потоком мощности. *Записки Горного института*, 1986, т. 108, с. 32.
- [11] Шеховцов В.В., Ходес И.В., Шевчук В.П. и др. Стенд с гидравлическим замыканием силового контура для испытания силовых передач колесных и гусеничных машин. *Современные наукоемкие технологии*, 2013, № 2, с. 55–59. EDN: PWATGR
- [12] Иванов В.П., Тихонов П.В. Стенд для обкатки редукторов горно-шахтного оборудования. *Тяжелое машиностроение*, 2005, № 2, с. 32–33. EDN: IACXXD
- [13] Острейковский В.А. *Теория надежности*. Москва, Высшая школа, 2003. 463 с.
- [14] Селюта П.П. Ресурсные испытания открытых зубчатых передач, изготовленных из титановых сплавов. *Морской вестник*, 2016, № 4, с. 53–54. EDN: XCREPD
- [15] Семин И.Н. Установка для испытания ременных передач. *Известия МГТУ МАМИ*, 2008, № 1, с. 123–127. EDN: LDMNLJ
- [16] Гранкин Б.К., Козлов В.В., Сулаберидзе Д.В. Контроль технического состояния зубчатых передач сложных механических объектов. *Контроль. Диагностика*, 2010, № 4, с. 31–35. EDN: LSOWSB

References

- [1] An I.K., Pankratov E.N., Lazurkevich A.V. Kinematic analysis of an intermediate roller in a planetary gear. *Vestnik mashinostroeniya*, 2022, no. 3, pp. 41–47. EDN: UUHDSO (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2022, vol. 42, no. 6, pp. 573–578, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X2206003X>)
- [2] Anisimov R.V., Revenkov A.A. Monitoring of the exactitude of parameters of toothed wheels with interior teeth not involute the profile. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology], 2012, no. 3–2, pp. 145–150. EDN: PUKGQR (in Russ.).
- [3] Ivanov A.S., Murkin S.V., Ermolaev M.M. et al. Multi-purpose integration bed for tests of high-precision reducing gears. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, no. 5, pp. 19–21. EDN: REKNHD (in Russ.).
- [4] Dubovik E.A. The adaptability design of the actuator test stand transfer boxes change gear trucks. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii* [Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making], 2019, no. 5, pp. 195–199. EDN: WVJYZT (in Russ.).
- [5] Bogatyrev N.I., Kurasov V.S., Pleshakov V.N., Kravchenko V.A. Energy-saving test bench for reducers testing. *Selskiy mekhanizator*, 2018, no. 7–8, pp. 52–53. EDN: YNHUSL (in Russ.).
- [6] Meskhi B.Ch., Rybak A.T., Pelipenko A.Yu. et al. Simulation of the testing process of reciprocating hydraulic cylinders with energy recovery. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki*

- [News of the Tula State University. Technical Sciences], 2023, no. 8, pp. 441–449. EDN: FCGUHW (in Russ.).
- [7] Dubovik E.A. Stand for test hydraulic machines with recuperation of the energy. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2015, no. 9, pp. 33–35. EDN: UMVUQP (in Russ.).
- [8] Larin P.A., Karakulov M.N. Ways of improving of the test benches for testing of mechanical reducers. *Vestnik mashinostroeniya*, 2011, no. 5, pp. 91–92. EDN: QGRYIN (in Russ.).
- [9] Zenin A.R., Rybak A.T., Beskopylnyy A.N. et al. Testing bench for reciprocating hydraulic cylinders with energy recovery: structure, simulation, and calculation. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*, 2024, vol. 24, no. 4, pp. 347–359, doi: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-347-359> (in Russ.).
- [10] Terekhov G.A. Errors of experimental determination of efficiency of gear mechanisms on stands with closed power flow. *Zapiski Gornogo instituta* [Journal of Mining Institute], 1986, vol. 108, pp. 32. (In Russ.).
- [11] Shekhovtsov V.V., Khodes I.V., Shevchuk V.P. et al. Stand with hydraulic locking of power circuit for test of powertrains of wheeled and caterpillar machines. *Sovremennyye naukoemkie tekhnologii* [Modern High Technologies], 2013, no. 2, pp. 55–59. EDN: PWATGR (in Russ.).
- [12] Ivanov V.P., Tikhonov P.V. Bench for running-in of mining equipment gearboxes. *Tyazhe-loe mashinostroenie* [Russian Journal of Heavy Machinery], 2005, no. 2, pp. 32–33. EDN: IACXXD (in Russ.).
- [13] Ostreykovskiy V.A. Teoriya nadezhnosti [Reliability theory]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003. 463 p. (in Russ.).
- [14] Selyuta P.P. Operational life testing of open gear made of titanium alloys. *Morskoy vestnik*, 2016, no. 4, pp. 53–54. EDN: XCREPD (in Russ.).
- [15] Semin I.N. Installation for belt transmission testing. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2008, no. 1, pp. 123–127. EDN: LDMNLJ (in Russ.).
- [16] Grankin B.K., Kozlov V.V., Sulaberidze D.V. Testing of operating conditions of gearing of difficult mechanical object. *Kontrol. Diagnostika*, 2010, no. 4, pp. 31–35. EDN: LSOWSB (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.04.2025

Информация об авторах

БОЛЬШАКОВ Герман Сергеевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технологии и оборудование машиностроения». Пензенский государственный университет (440026, Пенза, Российская Федерация, ул. Красная, д. 40, e-mail: geraman83@mail.ru).

ТАРАСОВ Денис Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация и управление». Пензенский государственный технологический университет (440039, Пенза, Российская Федерация, проезд Байдукова/ул. Гагарина, д. 1а/11, e-mail: tda82@list.ru).

БАННОВ Илья Евгеньевич — инженер-конструктор. ООО «Группа компаний ЦеСИС» (440067, Пенза, Российская Федерация, ул. Чаадаева, д. 62, e-mail: ilyabannoff@yandex.ru).

Information about the authors

BOLSHAKOV German Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technologies and Equipment. Penza State University (440026, Penza, Russian Federation, Krasnaya St., Bldg. 40, e-mail: geraman83@mail.ru).

TARASOV Denis Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor of the Department of Automation and Control. Penza State Technological University (440039, Penza, Russian Federation, Baidukova Passage/Gagarin St., Bldg. 1a/11, e-mail: tda82@list.ru).

BANNOV Ilya Evgenievich — Design Engineer. CeSIS Group of Companies LLC (440067, Penza, Russian Federation, Chaadaeva St., Bldg. 62, e-mail: ilyabannoff@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Большаков Г.С., Тарасов Д.А., Баннов И.Е. Методика и стенд для проведения контрольных испытаний волновых редукторов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 1, с. 35–43.

Please cite this article in English as:

Bolshakov G.S., Tarasov D.A., Bannov I.E. Method and stand for conducting control tests of wave reducers. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 1, pp. 35–43.