Список литературы: **1.** Разработать и испытать новую конструкцию и технологию зубообработки червячной передачи для нажимных устройств прокатных станов: Отчет о НИР (заключительный) / НПО ЦНИИТМАШ; план – заказ № 27.15.3085.00; № ГР 01.85.0064903. – М., 1985. – 53 с. **2.** Попов В. А. Цилиндрические червячные передачи с повышенными эксплуатационными свойствами. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 3. – С. 105 – 110. **3.** Гохман Х. И. Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа.- Одесса. - 1886. - 232 с. **4.** Колчин Н. И., Литвин Ф.Л. Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий. – М. – Л.: Машгиз, 1952. – 269 с.

ЗАГАЛЬНЕ РІШЕННЯ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Стрельніков В. М., Суков Г. С., Волошин А. И., ., Суков М. Г.
(ЗАТ "НКМЗ" м. Краматорськ, Україна)

Анотація: *Отримано рівняння контактних ліній і поверхні зачеплення черв'ячної передачі загального виду, у якої поверхня витка черв'яка утвориться гвинтовим рухом довільної кривої, розташованої в осьовій площині черв'яка, що обумовлено виробничою необхідністю розробки програмного продукту й керуючої програми до обробного центра, для нарізки робочих поверхонь черв'яка й зубів черв'ячного колеса універсальним інструментом.*
Ключові слова: *Зачеплення, передача, модель, поверхня, черв'як, синтез.*

CALCULATION OF WORM GEARING PARAMETERS THE GENERAL SOLUTION

Strelnikov V. N., Sukov G. S., Voloshin A. I., Sukov M. G.
(Joint-Stock Company "NKMZ", Kramatorsk, Ukraine)

The Abstract: *The equations of a contact line and action surface of a worm gearing of a general view at which the surface of a worm thread is organised by a helical motion of any curve in a worm axial plane are obtained. That is caused by industrial necessity of software working out and CNC control data, for cutting of a worm and worm wheel by the universal tool.*
Keywords: *gearing, transmission, model, surface, worm, synthesis.*

Надійшла до редколегії 18.01.2011.

УДК 621.833

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД И РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РЕДУКТОРА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Стрельников Ю. В. *(ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)*
+38 (06272) 2-53-91; Факс: +38 (06264) 7-22-49; E-mail: rs@nkmz.donetsk.ua

Аннотация. *В статье представлены данные экспериментальных исследований к.п.д. редуктора с промежуточными телами качения в зависимости от частоты вращения входного вала и крутящего момента на выходном валу. Изложены результаты ресурсных испытаний опытных образцов указанных редукторов. По результатам выполненных исследований предложены рекомендации по совершенствованию конструкции редукторов с промежуточными телами качения.*
Ключевые слова: *редуктор, стенд, ролик, тензорезистор, нагрузка.*

1. Введение

Редукторы являются неотъемлемой частью большинства машин и оборудования, они преобразуют кинематические и силовые параметры вращения к заданным значениям. Наличие высших кинематических пар в зацеплении обеспечивает наиболее высокие потребительские характеристики редукторов, определяют их уникальные возможности

адаптации к различным механическим системам и условиям эксплуатации. Изыскание эффективных направлений снижения габаритов и массы редукторов, удовлетворения возрастающих требований к долговечности, надежности, несущей способности, приводит к более совершенным конструктивным решениям, основанным на многопоточной передаче крутящих моментов, например, за счет планетарности сателлитов[1], использования гибких звеньев [2] и др. [3].

ЗАО «НКМЗ» разработано ряд оригинальных конструкций передач с промежуточными телами качения, позволивших в значительной мере снизить габариты и материалоемкость редукторов, существенно повысить их нагрузочную способность. Для практической реализации перспективных разработок необходима объективная оценка их потребительских характеристик [4 - 7].

2. Основное содержание и результаты работы

К.п.д. является универсальным критерием технической оценки любого механизма, характеризует принцип действия, наукоёмкость, уровень техники и технологии, свойства конструкционных и смазочных материалов. Потери в передачах с промежуточными телами качения представляют многофакторные зависимости, что осложняет их расчёт. Поэтому КПД подобных передач принято определять экспериментально [8].

Техническая характеристика опытного редуктора с промежуточными телами качения ПК – 165 (рис. 1) приведена в табл. 1.

Таблица 1. Техническая характеристика редуктора ПК – 165

Наименование параметров	Значения параметров	
	I ступени	II ступени
Число зубьев на сателлите	24	10
Число зубьев на центральном колесе	25	10
Число роликов	25	10
Передаточное число	24	1
Диаметр роликов, мм	14	25
Радиус образующей зубьев сателлита, мм	7,25	14,2
Радиус образующей зубьев центрального колеса, мм	7,25	14,2
Диаметр центров образующих зубьев сателлита, мм	158,68	130
Диаметр центров образующих зубьев центр. колеса, мм	164,65	130
Диаметр вершин зубьев сателлита, мм	157,5	126
Диаметр вершин зубьев центрального колеса, мм	164	134
Ширина зубчатых венцов, мм	65	40
Эксцентриситет установки сателлита, мм	3,3	
Передаточное число редуктора, мм	24	
Максимальный крутящий момент на выходном валу, Нм	1600	
Номинальный крутящий момент на выходном валу, Нм	1000	
Нагрузка редуктора	реверсивная	
Габаритные размеры редуктора, мм	525×230×280	
Масса редуктора, кг	64	
Мощность электродвигателя на стенде (рис. 2), кВт	4,8	
Частота вращения электродвигателя, об/мин	10 ÷ 1500	
Смазка редуктора	жидкая, циркуляционная	
Рекомендуемый сорт масла	МС – 20, МК – 22	
Объем масла заливаемого в редуктор, $дм^3$	1,25	

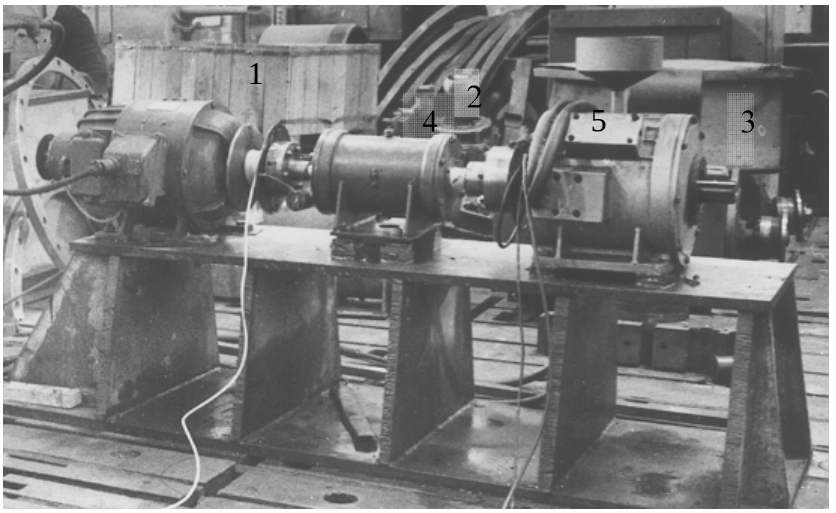

Рис. 2. Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редуктора ПК – 165: 1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – редуктор ПК-165; 3 – тормоз порошковый; 4, 5 – муфты втулочно –пальцевые

Экспериментальные исследования редуктора ПК – 165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 2). В качестве нагружающего устройства использовался порошковый тормоз ТЭП250–У. Крутящие моменты измерялись методом тензометрии, через фольговые тензорезисторы 2ФКПА, установленные на входном и выходном валах испытуемого редуктора, с помощью комплекта тензометрической аппаратуры [9, 10]. Результаты тензометрии дублировались замерами тока якоря электродвигателя и порошкового тормоза.

С помощью тарировки измерительных систем, получены коэффициенты тензометрии входного и выходного валов, соответственно, β_1 = *0,765 Нм/мм* и β_2 = = *14,2 Нм/*, т.е. отклонению луча осциллографа 1 мм на осциллограмме, соответствует крутящий момент на входном валу опытного редуктора *0,765 Нм* и *14,2 Нм* – на выходном валу (рис. 3).

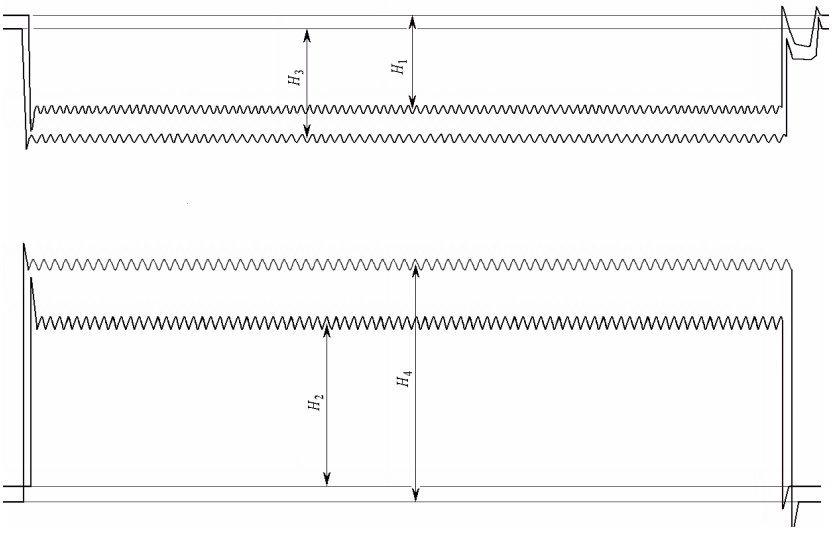

Рис. 3 Фрагмент осциллограммы соответствующий крутящему моменту на выходном валу редуктора $T_2 = 800\ Нм$ и частоте вращения входного вала редуктора $n_1 = 500\ об/мин$: H_1, H_2 – результаты тензометрии, соответствующие деформациям кручения входного и выходного валов редуктора; H_3, H_4 – данные измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза

Исследование КПД редуктора ПК – 165 проведено на частотах вращения электродвигателя $n_1 = \{100,\ 200,\ \ldots,\ 1600\}\ об/мин$ и при крутящих моментах на выходном валу редуктора $T_2 = \{50;\ 100;\ 200;\ \ldots;\ 1600\}\ Нм$.

На рис. 4 и рис. 5 представлены результаты

экспериментальных исследований КПД редуктора с промежуточными телами качения ПК – 165 в зависимости от частоты вращения входного вала n_1, т.е. η_n и от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, η_T. Причем, η_k – результаты получены с помощью тензометрии деформаций кручения соответственно входного и выходного валов опытного редуктора; η_t – результаты получены на основании измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза; η – среднее арифметическое значение КПД редуктора, установленное посредством тензометрии деформаций валов и замеров тока якоря и тормоза.

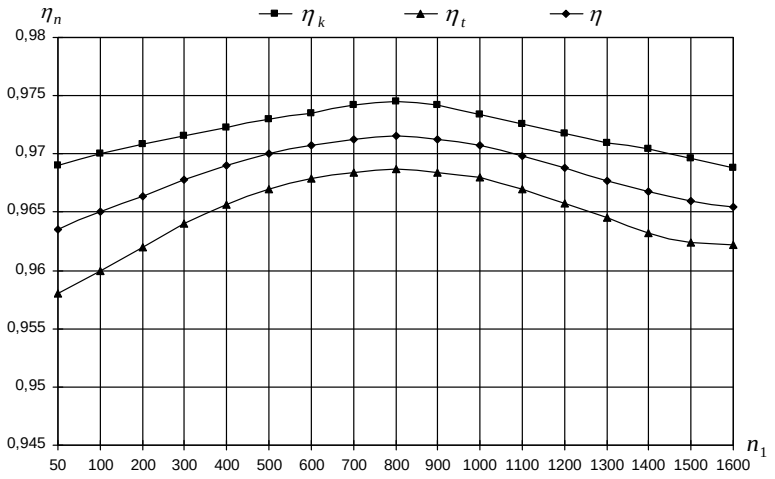

Рис. 4. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от частоты вращения входного вала n_1, при T_2 = 1000 Нм

Испытания опытного редуктора ПК – 165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 2) при номинальном режиме работы: частота вращения электродвигателя $n_1 = 1000\ об/мин$, крутящий момент на выходном валу редуктора $M_2 = 1000\ Нм$. Перед стендовыми испытаниями проведена обкатка редуктора в течении 60 час с постепенным увеличением нагрузки M_2 от 0 до $1000\ Нм$.

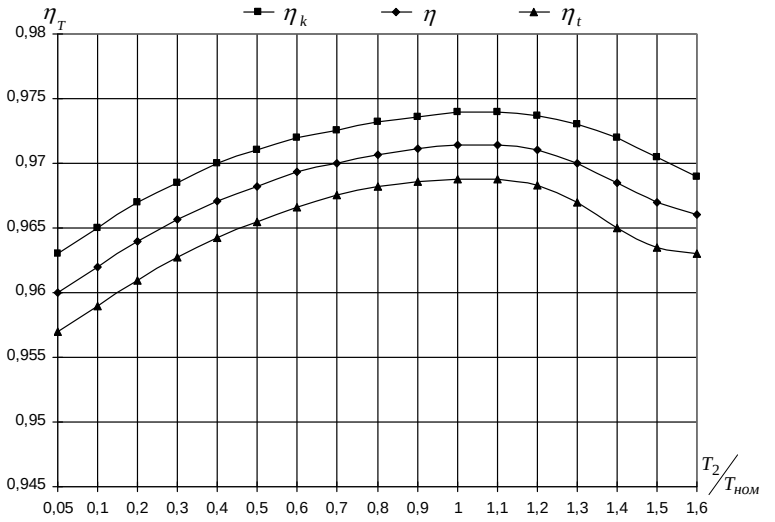

Рис. 5. Зависимость КПД редуктора ПК - 165 от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, при n_1 = 800 об/мин

После 847 часов работы редуктора в номинальном режиме произошла поломка роликов единичного зацепления, связывающего эксцентрично расположенный сателлит с выходным валом. В результате лабораторного химического и металлографического анализа установлено, что материал роликов соответствует марке стали 60С2 ГОСТ 14959-79 с заниженным содержанием углерода $(C = 0{,}54\%)$. Химический состав материала роликов приведен в табл. 2.

Таблица 2. Химический состав материала роликов единичного зацепления

Материал, %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
Проба материала ролика	0,54	1,88	0,8	0,008	0,03	0,08	0,11
Сталь 60С2 ГОСТ 14959-79	0,57	1,5-2,0	0,6-9,9	0,035	0,035	не более 0,3	

Визуальный анализ деформированных роликов (в т. ч. и под микроскопом) позволил установить мелкие сколы (питтинг) на внешней поверхности роликов, внутренняя поверхность окислена. Основное сечение излома роликов имеет мелкозернистую структуру. Первоначально остаточных деформаций распространяются от внутренней поверхности ролика, о чем свидетельствуют гладкие притертые поверхности, в виде натиров овальной формы, по внутреннему краю излома, в глубину до 3 мм и размером до (5 ÷ 7) % площади сечения полого ролика. Результатом износа служит хрупкое разрушение ролика.

Микроструктура роликов мартенсит. Измеренная твердость поверхности роликов составляет 57 ÷ 63 HRC. Анализ микроструктуры также показал, что по внешнему периметру роликов (за исключением внутренней поверхности) имеется обезуглероженный слой глубиной до 0,2 мм. Кроме того, в соответствии с чертежом твердость поверхности роликов должна составлять 43 ÷ 48 HRC.

Визуальный анализ поверхностей несущих деталей редуктора с промежуточными телами качения показал, что на зубьях корончатого колеса не обнаружено характерных следов износа. Это свидетельствует о том, что они не в полной мере участвовали в работе. Зубья сателлита работали только вершинами, о чем свидетельствуют следы силового контактного воздействия и приработки на их вершинах по всей ширине зубчатого венца. На поверхностях роликов, по всей ширине зубчатого зацепления, обнаружены следы контактного воздействия зубьев. На концах роликов, входящих в отверстия сепараторов, обнаружены блестящие натиры – следы приработки под нагрузкой.

Анализ экспериментальных исследований дает основание считать, что фиксация концов роликов в отверстиях сепараторов не позволяет роликам самоустанавливаться в зацеплении, в пространстве между зубьями. Поэтому корончатое колесо не в полной мере участвует в работе, а зубчато – роликовое зацепление функционирует по схеме близкой к цевочной передачи. Кроме того, следы интенсивного износа по кромкам вершин зубьев сателлита свидетельствуют об интерференции зацепления в моменты входа и выхода роликов из зацепления.

На основании проведенного анализа выполнена доработка конструкции опытного редуктора: в сепараторах выполнена расточка отверстий под ролики с ∅14Н7 до ∅15Н7, кромки вершин зубьев сателлита притупили радиусом 1,5 мм. Заменили ролики единичного зацепления на изготовленные из стали 38Х2Н2МА с термообработкой – нормализация. В процессе подготовки редуктора к дальнейшим испытаниям сменили уплотнения и обеспечили непрерывную прокачку масла в редукторе, для чего укомплектовали испытательный стенд маслостанцией с масляным насосом БГ11-11А.

В целях сокращения сроков экспериментов, дальнейшие стендовые испытания проводились на форсированных режимах: частота вращения электродвигателя $n_1 = 1500\ {об}/{мин}$, крутящий момент на выходном валу редуктора $M_2 = 1500\ Нм$, время стендовых испытаний 2650 час.

После стендовых испытаний проведена ревизия редуктора ПК – 165, которая показала следующее:

- От вершины вдоль вогнутой поверхности зубьев сателлита, явно выражены следы контакта по всей ширине зубьев, примерно на 30 % поверхности. Интенсивность приработки зубьев сателлита возрастает вблизи вершин. Кромочного контакта зубьев сателлита не обнаружено.

- На вогнутых поверхностях зубьев корончатого колеса явно выражены пятна контакта по всей ширине зубьев.

- На концах роликов, входящих в отверстия сепараторов, следов износа не обнаружено.

- После внесения конструктивных изменений, поломок и дефектов в процессе стендовых испытаний редуктора не выявлено.

- Полученные результаты стендовых испытаний свидетельствуют об эффективности принятых решений по доводке конструктивных элементов опытного редуктора до удовлетворительного состояния. Редуктор ПК – 165 пригоден к промышленной эксплуатации.

3. Заключение

- На основе стендовых испытаний опытного редуктора на форсированных режимах установлено, что конструкция редуктора работоспособна, обладает высокой нагрузочной способностью.

- Ролики должны устанавливаться в сепараторы с заданным зазором, обеспечивающим достаточную свободу перемещения роликов в пространстве зацепления между зубьями.

- Геометрические параметры зубчато – роликового зацепления должны обеспечивать отсутствие интерференцию зубьев.

- При номинальных значениях крутящего момента, наименьшие значения к.п.д. редуктора приобретает при минимальной частоте вращения n_{1min} = *50 об/мин*: $\eta_{n\ \min} = 0{,}964$, а максимальные при $n_1 \approx$ *800 об./мин*: $\eta_{n\ \max} = 0{,}972$. Дальнейшее повышение частоты вращения n_1 вызывает некоторое падение к.п.д. опытного редуктора и при $n_{1\ \max} = 1600\,об/мин$: $\eta_n = 0{,}965$.

- При n_1 = *800 об/мин*, минимальные значения к.п.д. редуктора приобретает при малых нагрузках $T_2 = 50Нм$: $\eta_{T\ \min} = 0{,}96$, а максимальные $\eta_{T\ \max} = 0{,}971$ при нагрузках близких к номинальным: $T_2 = (1{,}0 \cdots 1{,}1)\,кНм$. С увеличением нагрузки к.п.д. редуктора снижается и при максимальной нагрузке $T_2 = 1{,}6\ кНм$ он принимает следующее значение: $\eta_T = 0{,}966$.

- Как показали экспериментальные исследования, изменения частоты вращения входного вала n_1 и величины нагрузочных моментов M_2 оказывают незначительное влияние на к.п.д. редукторов с промежуточными телами качения.

- При изменении частоты вращения n_1 в пределах *[50…1600] об/мин* отклонения к.п.д. испытуемого редуктора не превышают: $\Delta\eta_n = 0{,}8\%$.

- С изменением нагрузки *[50…1600] Нм*, (n_1 = *const)*, отклонения к.п.д. редуктора относительно $\eta_{T\max}$ не превышает: $\Delta\eta_T = 1{,}1\%$.

- Некоторый рост к.п.д. испытуемого редуктора с увеличением n_1 до $n_1 \approx$*800 об/мин*, можно объяснить снижением коэффициента трения в зацеплении. Снижение к.п.д. при дальнейшем увеличении n_1, вызвано ростом абсолютных энергетических потерь на перемешивание смазки.

- С увеличением нагрузки влияние потерь от перемешивания смазки снижается, что способствует некоторому росту к.п.д.

- Дальнейшее увеличение нагрузки ($T_2 > T_{2ном.}$) приводит к снижению к.п.д. опытного редуктора, что связано с ростом потерь в зацеплении при увеличении нагрузки, связанных с повышением радиальных деформаций упругих промежуточных тел качения

Список литературы: **1.** Kegelplanetengetriebe mit geräuscharm konzipierter Verzahnung. Maschinenmarkt 2005, № 38, с. 93. **2.** Балакин П. Д., Михайлик О. С., Кропачев А. М. Проектный расчет параметров схемы соосного преобразователя движения волнового типа // Омский научный вестник. – 2005, № 2, с. 96 – 101. **3.** Sumitomo jukikai giho = Sumitomo Heavi Ind. Techn. Rev. 2004, № 156, с. 25. **4**. А.с. 1534231 СССР, МКИ F16H1/24. Зубчатая роликовая передача / В. Н. Стрельников (СССР). - № 4408547/25 - 28; Заявл. 11.04.88; Опубл. 7.01.90, Бюл. № 1. - 3с. **5.** А. с. 1542173 СССР, МКИ F16 H 1/32. Редуктор планетарный / В. Н. Стрельников (СССР). - № 4242025/25-28; Заявл. 11.05.87; Зарегистр. в Гос. реестре изобр. СССР 8.10.89. – 7 с. **6.** А.с. 1580093 СССР, МКИ F16H1/32. Планетарная передача / В.Н. Стрельников (СССР). – № 4404004/25 – 28; Заявл. 5.04.88; Опубл. 23.07.90, Бюл. № 27. – 4 с. **7.** А.с. 1634876 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарный редуктор / В. Н. Стрельников (СССР). - № 4448015 / 28; Заявлено 24.06.88; Опубл. 15.03.91, Бюл. № 10. – 6 с. **8.** Планетарные передачи. Справочник / Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с. **9.** Тензометрия в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. - М.: Машиностроение, 1975. – 287 с. **10.** Стрельников В. Н. Определение энергетических потерь в передачах с упругими звеньями // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. - Донецк: ДГТУ. 2004. - Вып. 28. - С. 146 – 156.

ДОСЛІДЖЕННЯ ККД І РЕСУРСНІ ВИПРОБУВАННЯ РЕДУКТОРА ІЗ ПРОМІЖНИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ

Стрельніков Ю. В. *(СНУ ім. В. Даля, м. Луганськ, Україна)*

Анотація. *Представлено дані експериментальних досліджень к.к.д. редуктора із проміжними тілами кочення залежно від частоти обертання вхідного вала й крутного моменту на вихідному валу. Викладено результати ресурсних випробувань прототипів зазначених редукторів. За результатами виконаних досліджень запропоновані рекомендації з удосконалення конструкції редукторів із проміжними тілами кочення.*

Ключові слова: *редуктор, стенд, ролик, тензорезистор, навантаження.*

RESEARCH OF EFFICIENCY AND RESOURCE PROTOTYPE gearbox WITH INTERMEDIATE ROLLING BODY

Strelnikov Y. V. *(East Ukrainian National University, Ukraine)*

The Abstract.*The experimental researches efficiency of gearbox with intermediate rolling bodies depending on an input shaft rotational speed and output shaft torque are presented. Results of resource prototypes of the specified gearboxes are stated. By results of the executed researches recommendations about perfecting of a construction of gearboxes with intermediate rolling bodies are offered.*

Keywords: *gearbox, the stand, roll, resistive-strain sensor, loading.*

Надійшла до редколегії 18.01.2011.