

УДК 621.833.01

П. Н. ГРОМЫКО, А. А. СТАЦЕНКО, В. М. ПАШКЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ  
ПЛАНЕТАРНЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

К настоящему времени величина износа электромеханических приводов, широко используемых в различных отраслях народного хозяйства, достигает 70 %. Поэтому актуальной является проблема создания малогабаритных, низких по себестоимости изготовления и ремонта редукторов. Одним из наиболее привлекательных вариантов редуктора с точки зрения простоты конструкции и обеспечения высокого кинематического эффекта является коническо-цилиндрический прецессионный редуктор, общий вид которого показан на рис. 1.

Редуктор, смонтированный на базе планетарной прецессионной передачи (ППП) [1, 2], состоит из корпуса 1, входного вала 2 с жесткозакрепленным на нем косым кривошипом 3, установленным под углом к оси входного вала, составляющим вращательную пару с сателлитом 4, на наружной конической поверхности которого выполнен зубчатый венец. На внутренних поверхностях центральных неподвижного, жестко связанного с корпусом 1, и ведомого колес выполнены зубчатые венцы, взаимодействующие с зубчатым венцом сателлита. Ведомое колесо с выполненным на нем зубчатым венцом жестко связано с выходным валом 5. Для уравнивания системы предусмотрен противовес 6. Благодаря указанному выше взаимодействию происходит трансформация вращения от входного вала на выходной вал с коэффициентом редуцирования, определяемым сочетанием чисел зубьев зубчатых венцов. Прецессионные редукторы сочетают возможность трансформации вращения с относительно большим передаточным отношением и низкими потерями мощности в зацеплении. Соосное расположение ведущего и ведомого валов передачи, а также относительно небольшие габаритные размеры позволяют создавать на базе прецессионных редукторов малогабаритные приводы для различных отраслей народного хозяйства.

В результате износа контактирующих поверхностей зубьев зубчатых колес редуктора происходит изменение геометрических параметров зацепления, приводящее к уменьшению несущей способности редуктора, вибрациям и дискретному вращению выходного вала, а также снижению величины коэффициента полезного действия.

Одним из путей восстановления эксплуатационных характеристик редуктора является полная или выборочная замена износившихся деталей зацепления (неподвижного колеса, выходного вала с ведомым зубчатым колесом и сателлита). Однако это решение сопряжено со значительными материальными потерями, поэтому в [3] было предложено более рациональное решение, связанное со структурными особенностями передачи. Данной особенностью является то, что путем перемещения сателлита 4 по наклонной оси кривошипа 3 возможен ввод в зацепление новых, неизношенных контактирующих участков зубчатых венцов, благодаря этому происходит восстановление начальных геометрических характеристик зацепления. Следовательно, регулировка планетарного прецессионного редукто-

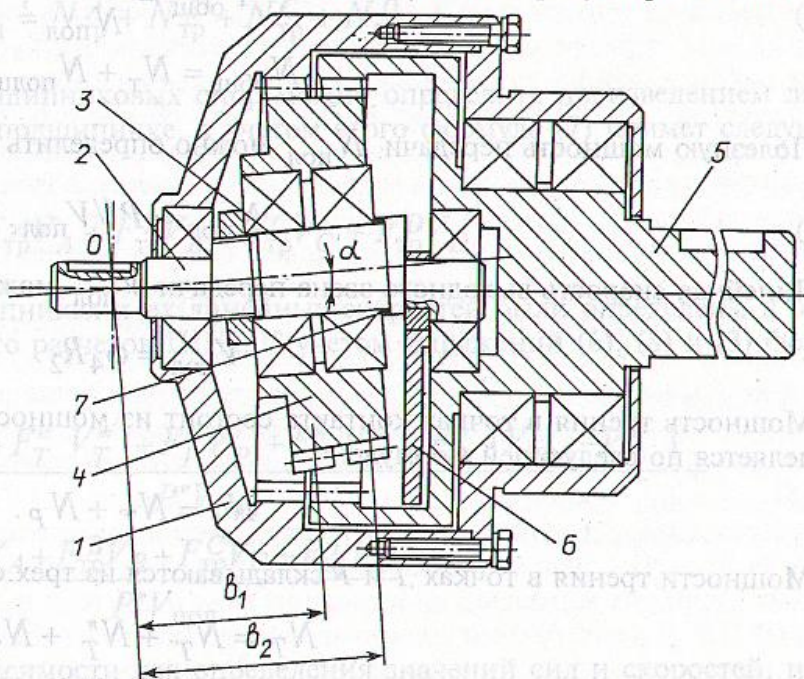


Рис. 1. Общий вид планетарного прецессионного редуктора

ра сводится к изменению расстояний  $b_1$  и  $b_2$  от центра прецессии до центральных поперечных сечений зубчатых венцов сателлита для первой и второй ступеней редуктора соответственно [4].

Фактически ремонт планетарного прецессионного редуктора заключается в замене металлической прокладки 7 на прокладку другой толщины. Благодаря этой замене возрастает срок службы редуктора, а себестоимость ремонта в данном случае сводится к минимуму. Однако в [4—6] теоретически доказано, что сателлит должен находиться на строго определенном расстоянии от центра прецессии, так как изменение расстояний  $b_1$  и  $b_2$  в ту или иную сторону приводит к увеличению относительных потерь мощности в основных звеньях планетарной прецессионной передачи, что противоречит положениям [3]. Целью настоящей работы является установление возможных пределов изменения расстояний  $b_1$  и  $b_2$  для восстановления начальных геометрических характеристик прецессионного зацепления без увеличения общих относительных потерь мощности на трение.

Для решения данной задачи была построена математическая модель, позволяющая определить относительные потери мощности на трение в основных звеньях планетарной прецессионной передачи. Модель составлена на основе структурной схемы с однопарным зацеплением (рис. 2), которая является достаточно универсальной, так как, меняя некоторые параметры данной схемы, можно строить и другие структурные варианты прецессионной передачи. На рис. 2, а показана такая структурная схема, отражающая скоростные характеристики работы звеньев передачи, на рис. 2, б — схема, отражающая силовые взаимодействия в ее основных звеньях.

Как видно из рис. 2, рамка  $CDRT$  составляет вращательную пару с наклонным кривошипом  $CD$ . Точка  $T$  является точкой контакта зубчатых венцов наружного прецессионного колеса с неподвижным стержнем  $NN_1$ ; точка  $P$  — точка контакта второго зубчатого венца со стержнем  $SS_1$ , жестко связанным с ведомым валом передачи.

Обозначим реакцию со стороны стержня  $NN_1$  на рамку прецессионного диска в точке  $T$  буквой  $T$ , реакцию со стороны ведомого стержня  $SS_1$  на другой венец рамки буквой  $P$ , а их проекции на оси  $T'$  и  $T''$ ,  $P'$  и  $P''$  соответственно. Введем три составляющие скорости в данных точках, обозначив их  $V_t', V_t'', V_t'''$  и  $V_p', V_p'', V_p'''$  соответственно, а также три составляющие сил трения, возникающих от сил  $T$  и  $P$  —  $F_t', F_t'', F_t'''$  и  $F_p', F_p'', F_p'''$ . Составляющие реакций в подшипниковых опорах  $A, B, C$  и  $D$  обозначим как  $R_a', R_a'', R_a''', R_b', R_b'', R_c', R_c'', R_d', R_d''$  и  $R_d'''$  соответственно, а линейные скорости в данных точках определим как  $V_a, V_b, V_c$  и  $V_d$ . Угловые скорости кривошипа и выходного звена обозначим  $\omega$  и  $\omega_4$ , а линейную скорость выходного звена —  $V_{пол}$ .

Относительные общие потери мощности на трение определяются по формуле [7]

$$\Psi_{общ} = \frac{N_{общ}}{N_{пол}}, \quad (1)$$

$$N_{общ} = N_T + N_{подш}. \quad (2)$$

Полезную мощность передачи  $N_{пол}$  можно определить по формуле:

$$N_{пол} = P // V_{пол}. \quad (3)$$

Линейная скорость выходного звена передачи  $V_{пол}$  может быть найдена по зависимости:

$$V_{пол} = \omega_4 R_2. \quad (4)$$

Мощность трения в точках контакта состоит из мощностей трения в точках  $T$  и  $P$  и определяется по следующей формуле:

$$N_T = N_T' + N_T''. \quad (5)$$

Мощности трения в точках  $T$  и  $P$  складываются из трех составляющих по осям  $X, Y, Z$

$$N_T = N_T' + N_T'' + N_T''',$$

$$N_P = N_P' + N_P'' + N_P'''. \quad (6)$$

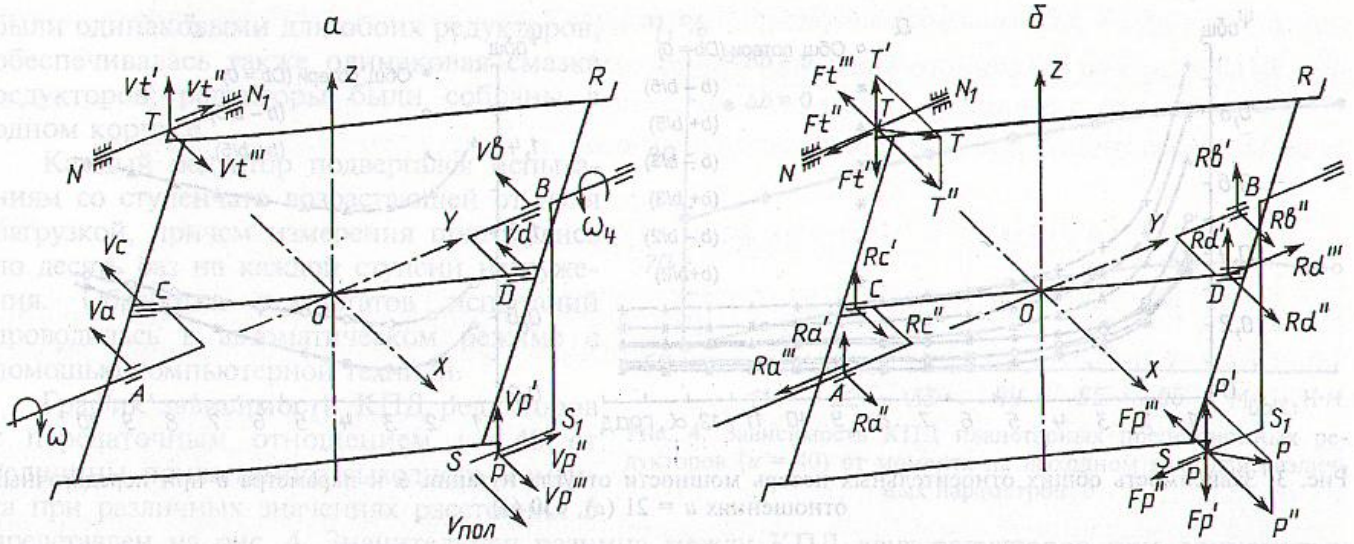


Рис. 2. Структурная схема планетарной прецессионной передачи с однопарным зацеплением: *a* — схема распределения скоростей в основных звеньях планетарной прецессионной передачи; *б* — схема сил, действующих в планетарной прецессионной передаче

Представим каждую из составляющих как произведение силы трения в точке контакта на относительную скорость скольжения контактирующих поверхностей зубьев. В этом случае формула (5) примет следующий вид:

$$N_T = F_T' V_T' + F_T'' V_T'' + F_T''' V_T''' + F_P' V_P' + F_P'' V_P'' + F_P''' (V_{пол} - V_P'''). \quad (6)$$

Кинематические исследования передачи, а также исследования силовых взаимодействий в зацеплении ППП на основе данных расчетов позволили получить зависимости для определения составляющих сил трения в точках *T* и *P*, а также зависимости относительных скоростей скольжения контактирующих поверхностей зубьев и переменной угловой скорости выходного звена от геометрических и входных параметров ППП.

Мощность трения в подшипниковых опорах валов редуктора складывается из мощностей трения в каждой из опор *A*, *B*, *C*, *D*. Учитывая, что мощности трения в подшипниках на выходном валу чрезвычайно малы из-за малых угловых скоростей вращения, суммарная мощность трения в подшипниковых опорах будет складываться из следующих мощностей:

$$N_{подш} = N_{тр}^A + N_{тр}^B + N_{тр}^C + N_{тр}^D. \quad (7)$$

Мощность трения в каждой из подшипниковых опор можно определить произведением линейной скорости на силу трения в подшипнике, с учетом этого формула (7) примет следующий вид:

$$N_{подш} = F_{тр}^A V_A + F_{тр}^B V_B + F_{тр}^C V_C + F_{тр}^D V_D. \quad (8)$$

Составляющие сил трения в подшипниках и их линейных скоростей были определены в результате кинематического и силового расчетов ППП. С учетом выражений (6), (8) и (3) формула (1) примет вид

$$\Psi_{общ} = \frac{F_T' V_T' + F_T'' V_T'' + F_T''' V_T''' + F_P' V_P' + F_P'' V_P'' + F_P''' (V_{пол} - V_P''')}{P'' V_{пол}} + \frac{F_{тр}^A V_A + F_{тр}^B V_B + F_{тр}^C V_C + F_{тр}^D V_D}{P'' V_{пол}}. \quad (9)$$

Подставив в выражение (9) зависимости для определения значений сил и скоростей, получим математическую модель, определяющую величины относительных потерь мощности в

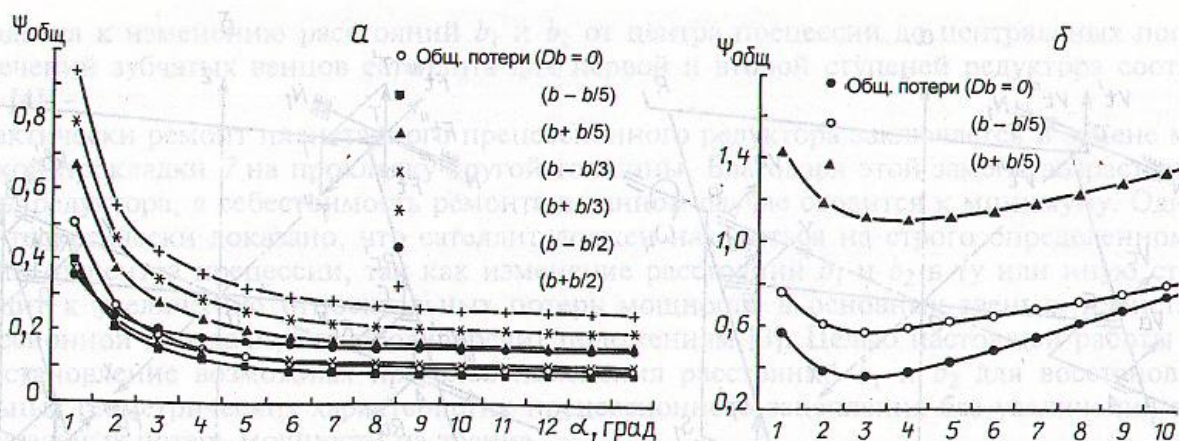


Рис. 3. Зависимость общих относительных потерь мощности от угла нутации  $\alpha$  и параметра  $b$  при передаточных отношениях  $u = 21$  (а), 630 (б)

звеньях планетарного прецессионного редуктора. Поскольку в эту зависимость входят основные геометрические параметры прецессионной передачи, то математическая модель отражает их влияние на относительные общие потери мощности.

Для автоматизации расчета была составлена программа на языке Visual Basic for Applications для табличного процессора Microsoft Excel 7.0, которая позволяет, варьируя различными исходными данными, получать значения общих относительных потерь мощности на трение в основных звеньях планетарной прецессионной передачи, а также относительных потерь мощности в каждом звене передачи. Значения, полученные после обработки программой исходных данных, сводятся в таблицы и представляются в виде графиков зависимости величины общих относительных потерь на трение от основных геометрических параметров передачи (угол наклона кривошипа  $\alpha$  и угол прецессии  $\varphi\phi$ ).

В [6] доказано, что влияние на относительные потери мощности оказывают расположение подшипниковых опор в конструкции передачи, число зубьев зубчатых венцов передачи, геометрический параметр  $b$ , а также углы нутации  $\alpha$  и прецессии  $\varphi\phi$  передачи. Из них наиболее значимым является влияние параметра  $b$  (расстояния от центра прецессии до центрального поперечного сечения зубчатого венца сателлита). На рис. 3 изображены зависимости общих относительных потерь мощности на трение от угла наклона кривошипа  $\alpha$  (угла нутации): для механизма с передаточным отношением  $u = 21$  (рис. 3, а) и  $u = 630$  (рис. 3, б). Зависимости строились при различных расстояниях  $b$ , отличных от расчетного и равных ему.

Анализ данных зависимостей позволил сделать вывод, что относительные потери мощности передачи (следовательно, и ее КПД) зависят от изменения расстояния  $b$  более существенно для передач с большими передаточными отношениями. Как показывает рис. 3, б, уменьшение или увеличение расстояния  $b$  на 10–20% от его номинальной величины привело к полутора- или двухкратному росту потерь соответственно. Для передач с меньшими передаточными отношениями изменение расстояния  $b$  влияет в меньшей степени: уменьшение или увеличение расстояния  $b$  на 50% от его номинальной величины привело к 15–30%-ному росту потерь (рис. 3, а). Вследствие этого существует возможность варьирования расстоянием  $b$  в достаточно широких пределах с целью восстановления геометрических параметров прецессионного зацепления при ремонте редукторов с передаточными отношениями  $u = 30–60$ .

В Могилевском государственном техническом университете на специальном автоматизированном на базе ЭВМ стенде для испытания редукторов экспериментально подтверждены полученные теоретические результаты, связанные с оценкой влияния геометрического параметра  $b$  на общие относительные потери мощности в основных звеньях планетарной прецессионной передачи. Данный стенд, принцип его действия и методика исследований описаны в [8].

Исследовались два планетарных прецессионных редуктора с передаточным отношением  $u = 40$  (рис. 1) с целью определения коэффициента полезного действия при различных величинах крутящих моментов на выходном валу редуктора и влияния геометрического параметра  $b$  на КПД. В конструкции одного из редукторов величина параметра  $b$  была равна теоретически рассчитанному значению, в другом редукторе данный конструктивный параметр  $b$  отличался от расчетного на величину  $\Delta b$ . Остальные параметры, влияющие на КПД редуктора,

были одинаковыми для обоих редукторов, обеспечивалась также одинаковая смазка редукторов; редукторы были собраны в одном корпусе.

Каждый редуктор подвергался испытаниям со ступенчато возрастающей от нуля нагрузкой, причем измерения повторялись по десять раз на каждой ступени нагружения. Обработка результатов испытаний проводилась в автоматическом режиме с помощью компьютерной техники.

График зависимости КПД редукторов с передаточным отношением  $u = 40$  от величины прилагаемого выходного момента при различных значениях расстояния  $b$  представлен на рис. 4.

Значительная разница между КПД двух редукторов при одинаковых значениях выходных крутящих моментов (например, максимальные значения КПД достигают соответственно  $\eta_{\max 1} = 70$  и  $\eta_{\max 2} = 85\%$ ) объясняется тем, что в первом редукторе не было выдержано расчетное расстояние  $b$ . Разница в 5 мм между расчетным и действительным значением расстояния  $b$  приводит к снижению КПД на 15–18% (рис. 4). Это подтверждает достаточно существенную связь параметра  $b$  с общими относительными потерями мощности в основных звеньях ППП, теоретически обоснованную работами [4–6].

На основе таких исследований возникла практическая задача определения толщины компенсирующего элемента  $\Delta b$  для восстановления начальных параметров зацепления при ремонте планетарных прецессионных редукторов. Величину  $\Delta b$  компенсирующего элемента, необходимого для восстановления характеристик зацепления, можно определить, решая обратную задачу, т. е. по значению КПД передачи на разных уровнях нагружения определить соответствующую этому значению величину  $\Delta b$ . Ввиду этого можно утверждать, что такая задача представляет собой задачу диагностики состояния редуктора (величины  $\Delta b$ ) по выходному параметру (КПД).

С этой целью по результатам экспериментальных исследований (рис. 4) по методике полного факторного эксперимента была построена модель, связывающая значение диагностического параметра (КПД) с состоянием  $\Delta b$  передачи, характеризующимся величиной угла  $\alpha$  и расстоянием при различных уровнях нагружения. Интервал варьирования факторов  $\alpha$  и  $\Delta b$  охватывает область оптимума  $\alpha$  и  $\Delta b$  ( $\alpha = 5\text{--}7^\circ$ ,  $\Delta b = 0\text{--}5$  мм). Данная модель имеет вид

$$\begin{aligned} \eta_1 &= 1,235 - 0,1025\alpha - 0,017\Delta b \quad (M = 0), \\ \eta_2 &= 1,340 - 0,115\alpha - 0,018\Delta b \quad (M = 27,5 \text{ Н}\cdot\text{м}), \\ \eta_3 &= 1,450 - 0,1275\alpha - 0,021\Delta b \quad (M = 55 \text{ Н}\cdot\text{м}), \\ \eta_4 &= 1,455 - 0,125\alpha - 0,024\Delta b \quad (M = 83 \text{ Н}\cdot\text{м}). \end{aligned} \quad (10)$$

С учетом того, что величина  $\alpha$  определена конструктивными особенностями редуктора и незначительно изменяется в процессе эксплуатации, из уравнений (10) можно получить простые формулы для определения зависимости  $\eta(\Delta b)$ , совпадающие с погрешностью 2–7% с данными эксперимента (рис. 4).

Исходя из условий эксплуатации и заранее определенного предельного износа  $\Delta b_{\max}$  с помощью модели (10) могут быть получены эталонные значения КПД передачи  $\eta_k^0$  на различных уровнях нагружения, соответствующие, например, состояниям 25, 50, 75 и 100% предельного износа. Сравнивая измеренные при различной нагрузке значения КПД передачи с этими эталонными значениями, можно определить значение  $\Delta b$ , равное величине элемента, компенсирующего совокупный износ зубчатых венцов и соответствующего одному из определенных выше состояний. При этом передача находится в том состоянии, которое обладает наибольшей вероятностью диагноза  $p_k$ :

$$p_k = \frac{1/L_k}{\sum_{i=1}^n (1/L_i)} = \frac{1}{(\eta - \eta_k^0) \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{\eta - \eta_i^0} \right)}, \quad (11)$$

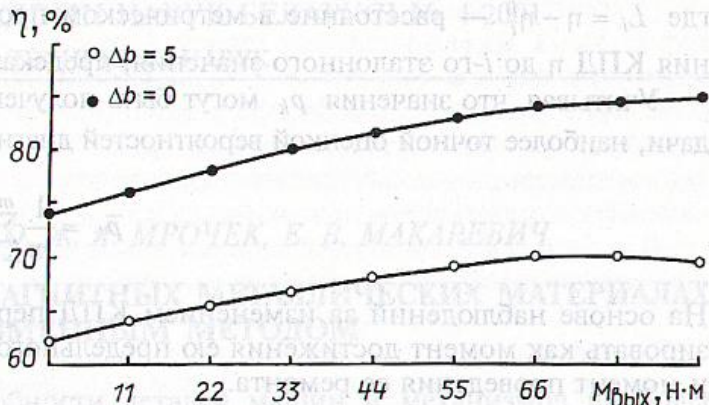


Рис. 4. Зависимость КПД планетарных прецессионных редукторов ( $u = 40$ ) от момента на выходном валу для различных параметров  $b$

где  $L_i = \eta - \eta_i^0$  — расстояние в метрическом пространстве признаков от измененного значения КПД  $\eta$  до  $i$ -го эталонного значения, предсказанного моделью (9).

Учитывая, что значения  $p_k$  могут быть получены на каждом из  $m$  уровней нагружения передачи, наиболее точной оценкой вероятностей диагнозов  $p_k$  будет среднее для  $m$  уровней:

$$\bar{p}_k = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m p_{ki}. \quad (12)$$

На основе наблюдений за изменением КПД передачи в процессе наработки можно прогнозировать как момент достижения ею предельного износа, так и величину остаточного ресурса и момент проведения ее ремонта.

В настоящее время партия планетарных прецессионных редукторов эксплуатируется на Минском, Брестском и Оршанском участках Белорусской железной дороги в составе электроприводов разъединителей двигательных ЭПД-1 (ТУ РБ 141512718.001—97), предназначенных для размыкания и замыкания электрофицированных участков контактных железнодорожных сетей [10], где рекомендована данная методика ремонта.

Разработанные редукторы имеют следующие технические характеристики: передаточное отношение 629, передаваемая мощность 250 Вт, максимальная частота вращения входного вала 8000 мин<sup>-1</sup>. Контрольная разборка нескольких редукторов после установленного срока эксплуатации, последующий ремонт, сборка и установка для дальнейшей эксплуатации подтвердили эффективность проведения ремонтных работ на основе предложенной методики и показали существенное увеличение срока службы редукторов.

### Summary

The questions of planetary precessional transmission main parts power losses research have been considered in the paper. Particularly, one of the important transmission parameters influence on its efficiency has been determined theoretically and experimentally in this work. This very research has been carried out for the purpose of diagnostics of transmission condition. It has been done by means of determining a compensation element size according to the diagnostic parameter values. The compensation element is brought into the transmission design in order to re-establish the both original geometrical parameters of the planetary precessional transmission and, consequently, its working capacity.

### Литература

1. Громыко П. Н. Планетарная прецессионная передача: Пат. 2379 РБ: МКИ<sup>6</sup> F16 H1/32. Заявлено 26.01.93. Оpubл. 30.09.98. Бюл. изобрет. № 108.
2. Громыко П. Н. Планетарная прецессионная передача: Пат. 2020328. Россия: МКИ<sup>5</sup> F16 H1/32. А. с. 5004068/28; Заявлено 01.07.91. Оpubл. 30.09.94. Бюл. изобрет. № 18.
3. Жолобов А. А., Громыко П. Н., Хатетовский С. Н. и др. // Современные материалы, оборудование, технологии и восстановление деталей машин. Новополоцк, 1999. С. 290—292.
4. Громыко П. Н. // Трение и износ. 1995. Т. 16, № 3. С. 568—573.
5. Громыко П. Н., Стаценко А. А. Минимизация потерь мощности в зацеплении планетарной прецессионной передачи. Могилев, 1999. Деп. в БелИСА 22.01.99, № Д19998.
6. Громыко П. Н., Стаценко А. А. К вопросу исследования факторов, влияющих на общие относительные потери мощности в основных звеньях планетарной прецессионной передачи. Могилев, 1999. Деп. в БелИСА 04.08.99, № Д199985.
7. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. М., 1975.
8. Пашкевич В. М. // Весці АН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1995. № 4. С. 41—48.
9. Биргер И. А. Техническая диагностика. М., 1978.
10. Дмитриевский Г. В., Курганов В. В., Турлянский М. А. Эксплуатация устройств дистанционного управления разъединителями. М., 1974.

Могилевский государственный  
технический университет

Поступила в редакцию  
27.12.99