

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА СОСТАВНЫХ РОЛИКОВ В ПЕРЕДАЧАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, A. P. Prudnikov, M. Y. Lustenkov, E. S. Fittsova

RESEARCH OF WEAR OF COMPOSITE ROLLERS IN TRANSMISSIONS WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

Аннотация

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследований износа элементов составного ролика в передаче с промежуточными телами качения. Определена зона наибольшего изнашивания в контакте элементов ролика. Разработана математическая модель, позволяющая на базе экспериментальных данных находить величину износа элементов составных роликов и время работы передачи до замены составных роликов вследствие достижения ими предельного износа.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, эксперимент, износ, долговечность.

Abstract

The paper presents the results of theoretical and experimental research, the objective of which is to determine wear of elements of a composite roller in the transmission with intermediate rolling bodies. The area of highest wear in contact with roller elements is defined. The mathematical model has been derived, which, based on the experimental data, determines the amount of wear of elements of composite rollers and the transmission operating time before composite rollers are replaced due to reaching limiting wear.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, experiment, wear, durability.

Введение и постановка задачи

Одной из главных характеристик качества механической передачи является ее надежность, которая во многом определяется таким свойством механизма, как долговечность. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) разрабатываются сравнительно недавно, и указанное свойство не исследовано в достаточной степени. Важным фактором, влияющим на долговечность ППТК с составными роликами в качестве промежуточных тел, является износ поверхностей элементов качения.

ППТК представляют собой целый класс механизмов и имеют множество разновидностей. В Белорусско-Российском университете исследуются передачи, преимуществом которых являются малые габариты в радиальном направлении [1]. Передача состоит из нескольких коаксиально расположенных цилиндрических или сферических обойм. Наружная и внутренняя обоймы содержат периодические замкнутые беговые дорожки, образованные парами внутренних и наружных торцовых кулачков соответственно. Внутренняя обойма, как правило, является ведущим валом передачи, а

промежуточная (сепаратор) – ведомым. Для обеспечения качения без проскальзывания ролики сконструированы составными. Каждый из трех элементов ролика имеет возможность вращаться относительно других элементов и контактирует с одним из основных звеньев передачи. Составные ролики в процессе передачи нагрузки совершают сложное движение, которое является результатом сложения переносного (совместно с ведомым валом – сепаратором) и относительного движения (вдоль осевых пазов сепаратора) [1, с. 144–147]. Поскольку основные звенья передачи (ведущее и ведомое) вращаются с разными угловыми скоростями, то и элементы качения составных роликов, взаимодействующие с этими звеньями, вращаются с различными скоростями, что ведет к возникновению скольжения между отдельными элементами составных роликов и, соответственно, к их износу. Износ влечет за собой значительное уменьшение величины площадки контакта взаимодействующих элементов составных роликов и в результате увеличение напряжения смятия. При этом в качестве критерия прочности передачи принималась прочность на смятие в отличие от передач с цельными телами качения, где основным критерием будет являться контактная прочность [2].

Цель работы – установление функциональной зависимости износа поверхностей элементов качения составных роликов ПНТК от их конструкции, геометрических параметров, кинематических характеристик, действующих сил и свойств контактирующих поверхностей.

Определение скоростей скольжения

Так как конструкция передачи цилиндрического типа предполагает возможность компенсации износа поверхностей беговых дорожек и наружных поверхностей элементов качения путем периодического перемещения кулачков вдоль оси передачи, критерием износо-

стойкости будет являться предельный износ внутренних поверхностей элементов качения и стержня, связанного с одним из элементов [3]. Скорость изнашивания определяется по формуле [4]

$$v_{и} = k_{и} \cdot p \cdot v_{ск}, \quad (1)$$

где $k_{и}$ – коэффициент, характеризующий износостойкость материала и условия работы, Па^{-1} ; p – давление, Па ; $v_{ск}$ – скорость скольжения, м/с .

Для нахождения скоростей скольжения между элементами составных роликов необходимо определить относительные скорости вращения этих элементов [5]. Существуют три варианта конструкции составного ролика, отличающиеся стержневым элементом, на который устанавливаются остальные элементы (втулки) составного ролика (рис. 1). При этом угловая скорость вращения элемента ролика относительно ведомого вала ω_{42} и угловые скорости вращения ω_{42} и ω_{43} элементов ролика относительно ведущего вала и кулачков, установленных в корпусе соответственно, будут иметь разные направления.

С точки зрения обеспечения максимального КПД [6] наиболее эффективной конструкцией является та, в которой стержень, на котором установлены элементы качения, жестко соединен с элементом составного ролика, взаимодействующим с остановленным звеном – корпусом с наружными кулачками (рис. 1, б).

Отсутствие проскальзывания на линии контакта двух поверхностей обеспечивается при условии равенства линейных скоростей двух тел в точках контакта. Если данное условие не соблюдается, возникает скольжение, которое сопровождается интенсивным износом контактирующих поверхностей.

Определим скорости скольжения на поверхностях элементов составного ролика, взаимодействующих друг с другом, для всех представленных вариантов конструкций составных роликов:

$$v_{21ск} = v_{41} + v_{42} = \omega_{41} \cdot r_{21} + \omega_{42} \cdot r_{21} = r_{21} \cdot (\omega_{41} + \omega_{42}); \quad (2)$$

$$v_{31ск} = v_{41} - v_{43} = \omega_{41} \cdot r_{31} - \omega_{43} \cdot r_{31} = r_{31} \cdot (\omega_{41} - \omega_{43}); \quad (3)$$

$$v_{23ск} = v_{43} + v_{42} = \omega_{43} \cdot r_{23} + \omega_{42} \cdot r_{23} = r_{23} \cdot (\omega_{43} + \omega_{42}), \quad (4)$$

где $v_{21ск}$ – скорость скольжения в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим и ведомым валами (рис. 1, а, в), м/с; $v_{31ск}$ – скорость скольжения в зоне кон-

такта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим валом и неподвижными наружными торцовыми кулачками (рис. 1, а, б), м/с; $v_{23ск}$ – скорость скольжения в зоне контакта элементов составного ролика, взаимодействующих с ведомым валом и многопериодными торцовыми кулачками (см. рис. 1, б, в), м/с; v_{41} , v_{42} , v_{43} – линейные скорости перемещения точек поверхностей элементов составного ролика, взаимодействующих с ведущим и ведомым валами и многопериодными торцовыми кулачками соответственно, м/с.

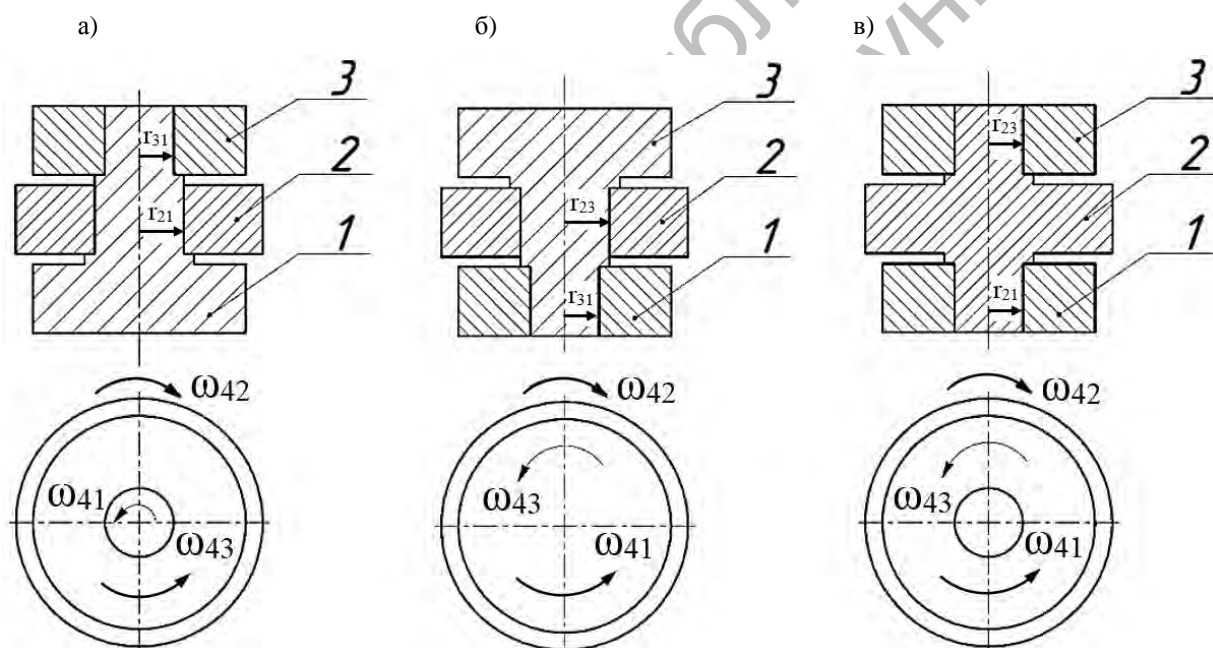


Рис. 1. Варианты конструкции составного ролика: 1 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведущим валом; 2 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведомым валом; 3 – элемент составного ролика, взаимодействующий с заторможенным звеном

Формулы (2)...(4) были получены на базе плоской модели взаимодействия элементов составного ролика с тремя основными звеньями передачи. Из зависимостей (2)...(4), принимая во внимание формулу (1), можно заключить, что наибольшая скорость изнашивания будет наблюдаться в зоне контакта эле-

ментов составного ролика с ведомым валом. Радиусы наружных поверхностей элементов качения не учитывались при анализе, т. к. они оказывают существенно меньшее влияние, нежели относительные угловые скорости, на значения скоростей скольжения.

Расчет величины износа для эле-

ментов составных роликов можно выполнить по аналитическим зависимостям на основе формулы (1), однако полученная величина не учитывает многие факторы (вид смазки, вид материала деталей и твердость его поверхности, характер обработки поверхности деталей и т. д.).

Проведение экспериментальных исследований

Для того чтобы учесть указанные факторы, были проведены эксперименты, в ходе которых на стенде для износоусталостных испытаний [7] был исследован контакт цилиндрического об-

разца (рис. 2) и контактного ролика.

Испытывались цилиндрические образцы двух типов: из стали 45 с твердостью поверхности 40 HRC и из стали 18ХГТ с твердостью поверхности 50 HRC. При этом применялся контактный ролик, изготовленный из аналогичного материала и имеющий такую же твердость поверхности, как и у испытуемого цилиндрического образца. Шероховатость поверхности контактирующих деталей составляла $Ra\ 0,32$. При проведении испытаний в качестве консистентной смазки применялась смесь графита и масла индустриального (И-20А), используемая в ППТК.



Рис. 2. Испытуемый цилиндрический образец

Для обеспечения адекватности результатов экспериментов, проведенных на фрикционной паре, реальному объекту (передаче) при задании исходных параметров учитывалась ППТК со следующими характеристиками: передаточное отношение $i = 5$; диаметр корпуса передачи 80 мм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 3000\ \text{мин}^{-1}$. Длина контакта испытуемого цилиндрического образца с контактным роликом, посредством которого на образец передавалась нагрузка, равнялась 5 мм, что соответствует средним значениям длин контактов элементов составных роликов в разрабатываемых ППТК.

Во время испытаний на стенде СИ-03-Мо (рис. 3, а) [7] требуемая скорость скольжения достигалась за счет установки разных скоростей вращения цилиндрического образца 1 и

контактного ролика 2 (рис. 3, б), при этом частота вращения цилиндрического образца задавалась равной $3000\ \text{мин}^{-1}$.

Для каждого типа испытуемого образца проводились два этапа испытаний в зависимости от величины прикладываемой контактной нагрузки: при 150 и 300 Н. В процессе испытания посредством контактного ролика 2 к испытуемому цилиндрическому образцу прикладывалась радиальная нагрузка, величина износа измерялась измерительным устройством 3 (определялась величина сближения осей цилиндрического образца и контактного ролика, т. е. измерялся их суммарный износ J). Результаты обрабатывались с помощью программных средств ЭВМ, подключенного к датчикам стенда. Каждый этап приложения радиальной нагрузки

включал $1,5 \cdot 10^5$ циклов.

следований представлены на рис. 4 и 5.

Результаты экспериментальных ис-



Рис. 3. Стенд для износоусталостных испытаний СИ-03-Мо: а – машина для износоусталостных испытаний; б – рабочая зона проведения испытаний

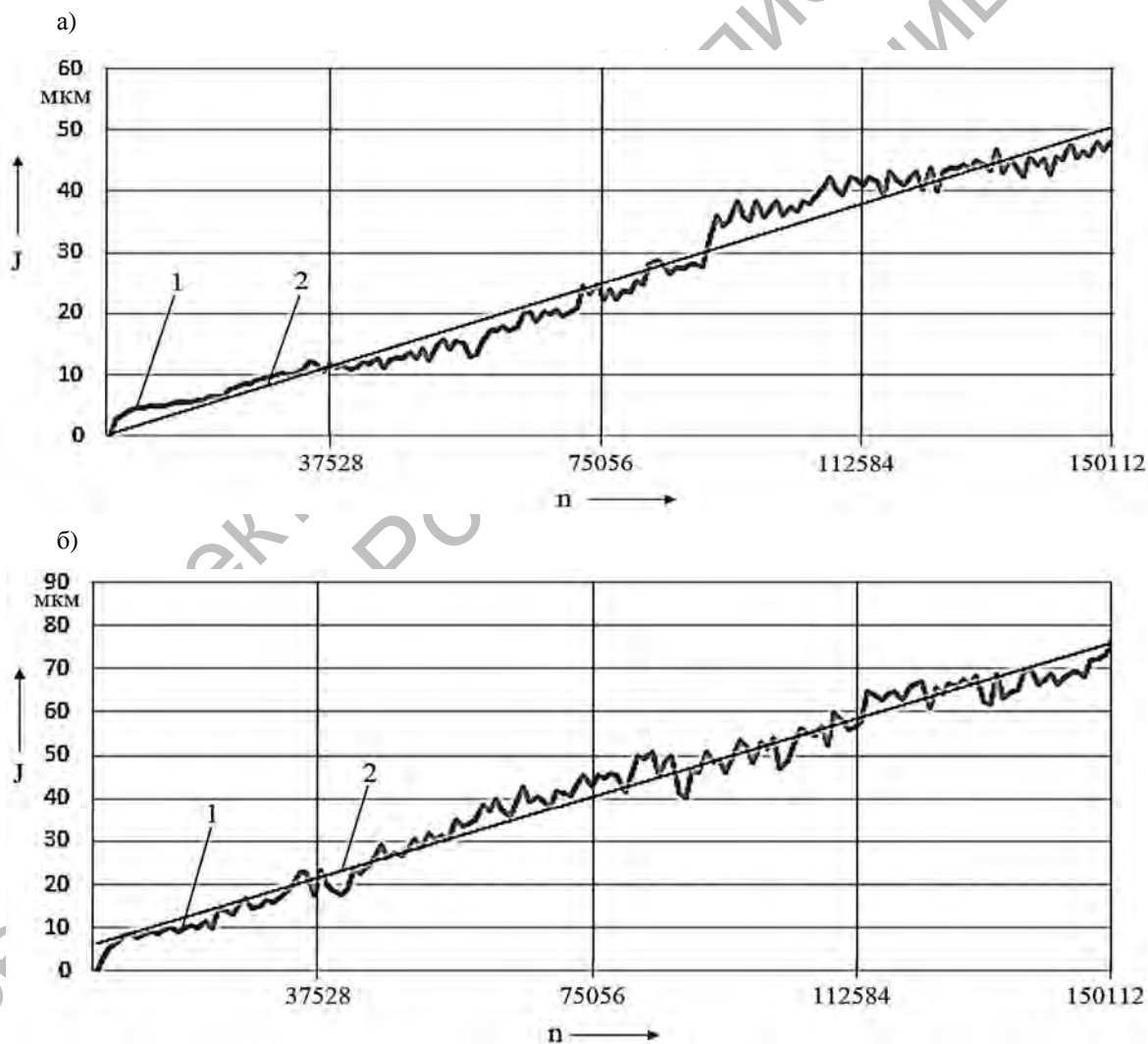


Рис. 4. Зависимость износа от количества циклов испытаний для стали 45: а – при контактной нагрузке 150 Н; б – при контактной нагрузке 300 Н; 1 – опытные данные; 2 – линейная аппроксимация

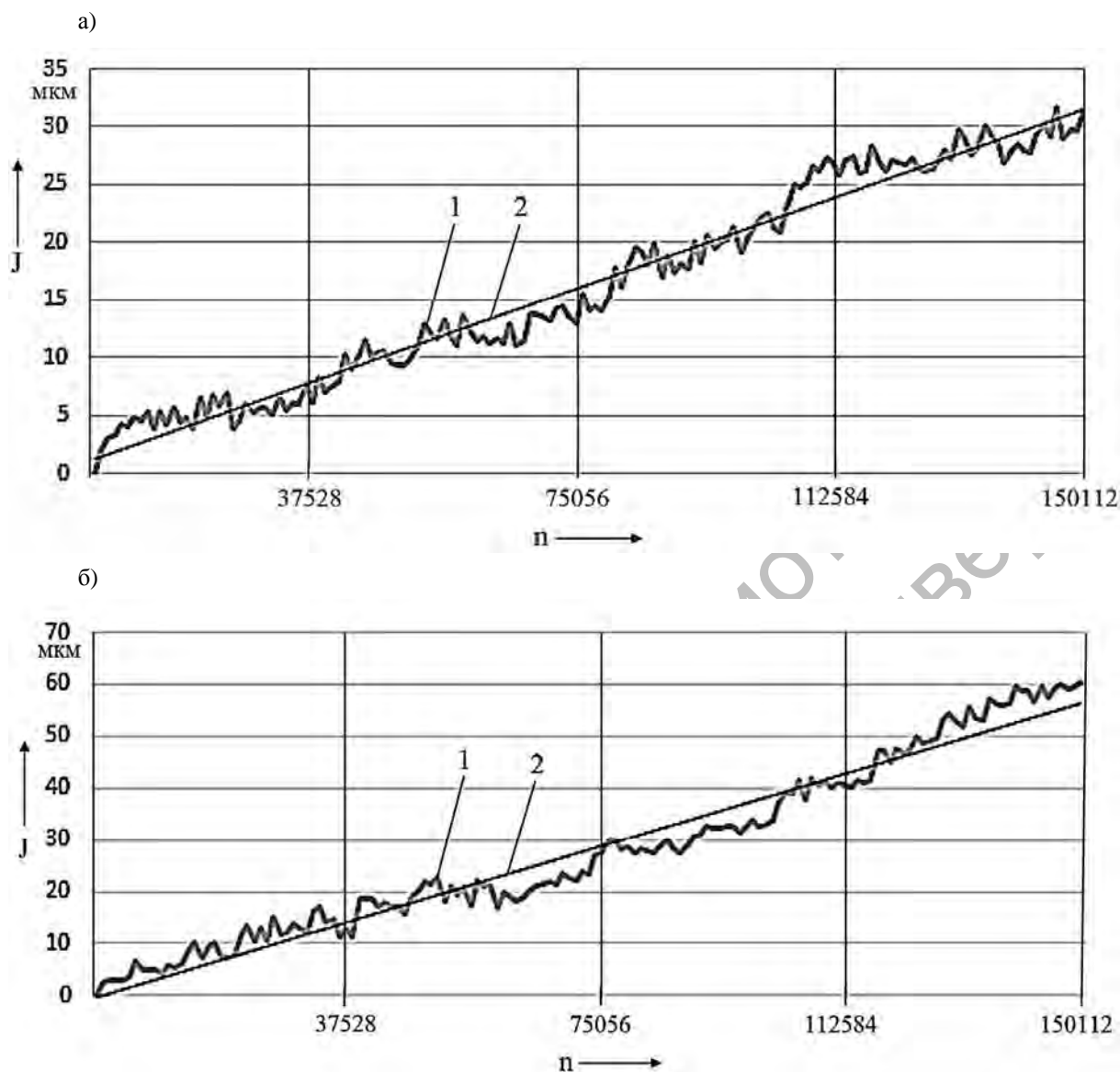


Рис. 5. Зависимость износа от количества циклов испытаний для стали 18ХГТ: а – при контактной нагрузке 150 Н; б – при контактной нагрузке 300 Н; 1 – опытные данные; 2 – линейная аппроксимация

Полученные результаты испытаний показывают, что при увеличении нагрузки от 150 до 300 Н для обоих видов цилиндрических образцов износ возрос в 1,7 раза, а для образцов из стали 45, по сравнению с образцами из стали 18ХГТ, он оказался больше в 1,4 раза [8].

Установлено, что износ носит линейный характер, т. е. его график может быть аппроксимирован прямой линией, как показано на рис. 4 и 5. Соответственно, для рассмотренных видов испытываемых образцов и величин нагрузки

можно определить величину износа с учетом заданного числа циклов. С этой целью представим полученные линейные зависимости в виде линейных уравнений:

– сталь 45, нагрузка 150 Н:

$$n - 3073,2 \cdot J = -2879,6, \quad (5)$$

где J – величина износа, определенная при испытании, мкм; n – число циклов;

– сталь 45, нагрузка 300 Н:

$$n - 2181,6 \cdot J = -14559,2; \quad (6)$$

– сталь 18ХГТ, нагрузка 150 Н:
 $n = 5043,4 \cdot J = -7160,7;$ (7)

– сталь 18ХГТ, нагрузка 300 Н:
 $n = 2640,2 \cdot J = 182,3.$ (8)

Если допустить, что давление в зоне контакта постоянно, а материал, термообработка и шероховатость поверхностей элементов составных роликов одинаковы, то можно заключить, что величина износа будет пропорциональна скорости скольжения. Аналогичное допущение можно сделать и для сил, действующих на элемент составного ролика, близких по значению к заданным при испытаниях.

Определение величины износа

На базе полученных экспериментальных данных и математических зависимостей и с учетом того, во сколько раз отличаются от результатов испытания давление в зоне контакта и скорость скольжения для рассматриваемого случая, принимая во внимание приведенные материалы элементов составных роликов, можно определить величину их износа для ППТК с различными параметрами. С этой целью рассчитывается число циклов для исследуемой ППТК, эквивалентное заданному при испытаниях:

$$n = \frac{30 \cdot \omega_{42} \cdot t}{\pi}, \quad (9)$$

где t – время работы передачи, мин.

Из полученных уравнений (5)...(8) в зависимости от материала составных роликов и действующей нагрузки определяется величина износа J , которая затем пересчитывается для рассматриваемой ППТК по формуле

$$J_p = J \cdot k_v \cdot k_p, \quad (10)$$

где k_v – коэффициент преобразования скорости скольжения; k_p – коэффициент преобразования давления.

Коэффициент преобразования скорости скольжения

$$k_v = \frac{v_{скР}}{v_{скИ}}, \quad (11)$$

где $v_{скР}$ – скорость скольжения для рассматриваемого случая, м/с; $v_{скИ}$ – скорость скольжения, заданная при испытании, м/с.

Коэффициент преобразования давления

$$k_p = \frac{N_p \cdot l_{И}}{N_{И} \cdot l_p}, \quad (12)$$

где N_p – сила в зоне контакта элементов составных роликов для рассматриваемого случая, Н; $N_{И}$ – сила в зоне контакта, заданная при испытании, Н; $l_{И}$ – длина дуги контакта элементов составного ролика при испытании, м; l_p – длина дуги контакта элементов составного ролика для рассматриваемого случая, м.

Длина дуги контакта элементов составного ролика

$$l_k = r_{21} \cdot \gamma, \quad (13)$$

где γ – угол контакта двух элементов ролика, рад.

Износ приводит к увеличению напряжения смятия в зоне контакта элемента составного ролика, взаимодействующего с ведомым валом. При превышении величиной напряжения смятия допустимого значения вследствие износа составные ролики необходимо заменить.

Формула для расчета напряжений смятия приведена в [9, с. 38]. При этом эпюру действительного распределения напряжений заменяют условной (рис. 6).

Сила, действующая на элемент составного ролика, контактирующий с ведомым валом, определяется по формуле

$$N_2 = 2 \cdot \int_0^{\pi/2} \sigma_{см} \cdot \delta_{42} \cdot r_{21} \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi, \quad (14)$$

где $\sigma_{см}$ – напряжение смятия, МПа;
 δ_{42} – высота элемента составного ролика,

контактирующего с ведомым валом, м.

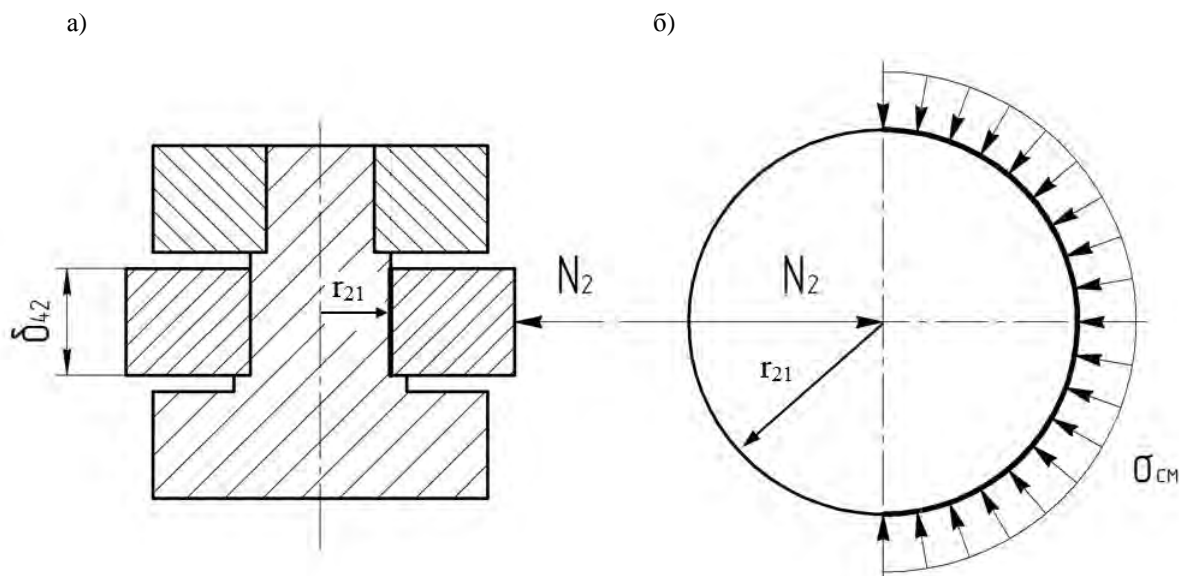


Рис. 6. Схема напряжений смятия, действующих на элемент составного ролика: а – схема взаимодействия элементов ролика; б – схема нагружения стержневого элемента

В результате износа диаметр наружной цилиндрической поверхности элемента 1, контактирующего с элементом 2 (см. рис. 1, а), увеличится на величину износа $J/2$, а внутренний диаметр цилиндрической поверхности элемента 2 (см. рис. 1, а) уменьшится на величину износа $J/2$. Соответственно уменьшится ширина площадки контакта этих элементов составного ролика и увеличатся напряжения смятия. Величина допускаемого напряжения смятия определяется в согласно с [9, с. 53, табл. 1.2].

Угол дуги контакта элементов составного ролика, соответствующий допускаемому напряжению смятия, можно найти на основе зависимости (14) по формуле

$$\gamma = 2 \cdot \beta = 2 \cdot a \sin \left(\frac{N_2}{1,6 \cdot \sigma_T \cdot \delta_{42} \cdot \left(r_{21} - \frac{J}{2} \right)} \right), \quad (15)$$

где σ_T – предел текучести стали, МПа.

Угол дуги контакта одного элемента составного ролика с другим можно определить из геометрических параметров составного ролика (рис. 7):

$$\beta = a \sin \left(\frac{\sqrt{\left(r_{21} - \frac{J}{2} \right)^2 - y^2}}{r_{21} + \frac{J}{2}} \right); \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \left(\left(r_{21} - \frac{J}{2} \right) \cdot k_n \right)^2 - y^2 &= \\ &= \left(r_{21} + \frac{J}{2} \right)^2 - (y + J)^2, \quad (17) \end{aligned}$$

где k_n – поправочный коэффициент.

Из системы уравнений, в которую входят выражения (15)...(17), можно найти допускаемую величину износа, при достижении которой необходимо заменить составные ролики:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{N_2}{1,6 \cdot \sigma_T \cdot \delta_{42} \cdot \left(r_{21} - \frac{J}{2} \right)} = \\ & \frac{\sqrt{\left(r_{21} - \frac{J}{2} \right)^2 - y^2}}{r_{21} + \frac{J}{2}}; \quad (18) \\ & \left(\left(r_{21} - \frac{J}{2} \right) \cdot k_n \right)^2 - y^2 = \\ & \left(r_{21} + \frac{J}{2} \right)^2 - (y+J)^2. \end{aligned} \right.$$

Определив допускаемую величину износа, можно на базе полученных экспериментальных данных и математических зависимостей (9) и (10) рассчитать время работы ППТК до замены составных роликов при известной передаваемой нагрузке, материалах для изготовления деталей передач и физико-механических характеристиках контактирующих поверхностей.

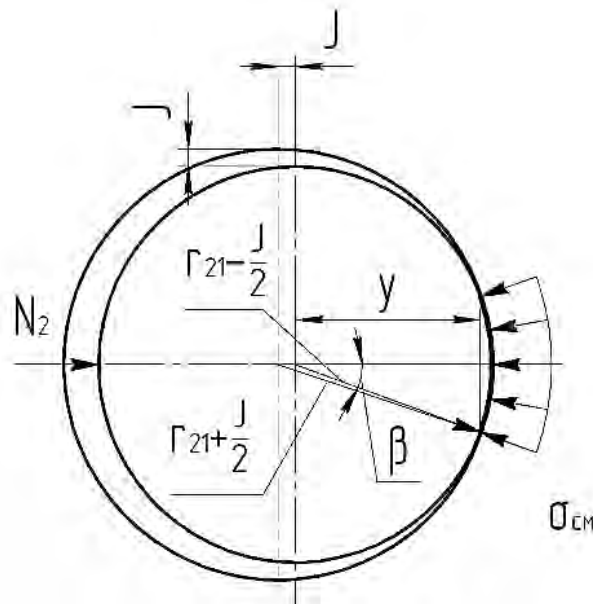


Рис. 7. Схема для определения угла дуги контакта элементов составного ролика

Выводы

Разработана математическая модель, которая позволяет на базе полученных аналитических зависимостей и результатов проведенных испытаний определять величину износа элементов составных роликов и время работы ППТК до их замены. На основе экспериментальных исследований установлен линейный характер износа поверхно-

стей роликов. Показано, что проверку прочности элементов составного ролика на смятие необходимо производить в зоне контакта элемента качения, взаимодействующего с ведомым валом (сепаратором). По результатам проверки принимается решение о необходимости замены элементов составных роликов вследствие достижения предельного износа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи : особенности прочностных расчетов / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
3. **Лустенков, М. Е.** Оценка ресурса и нагрузочной способности передач с составными промежуточными элементами / М. Е. Лустенков, И. С. Сазонов // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. – Минск : ГНУ ОИМ НАН Беларуси. – Вып. 3. – С. 189–191.
4. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с. : ил.
5. **Прудников, А. П.** Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4(29). – С. 90–97.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
7. **Сосновский, Л. А.** Введение в трибофатику / Л. А. Сосновский, М. А. Журавков, С. С. Щербаков. – Минск : БГУ, 2010. – 77 с.
8. **Прудников, А. П.** Экспериментальное определение износа составных роликов передачи с промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2014. – С. 50.
9. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроит. специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.

Статья сдана в редакцию 2 марта 2015 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-26-61-00.

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-26-40-14.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-71.

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-10-91.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: 8-0222-26-61-00.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-26-40-14.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-25-36-71.

Ekaterina Sergeevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.