a20131436; заявл. 04.12.2013; опубл. 28.02.2018 // Официальный бюл. / Нац. Центр интеллектуальной собственности. – 2018. - № 1. – С.154.

УДК 621.855

Исследование износа приводных втулочно-роликовых цепей

Студент гр. 10305223 Дубовик П.А.
Научный руководитель – доцент Сашко К.В.
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Цепная передача – механизм для передачи энергии между параллельными валами с помощью гибкого элемента (цепи) и звёздочки. Цепи по своему назначению классифицируются на несколько основных типов [1]:

1. Приводные цепи: используются для передачи движения на расстояние от одного вала (источника энергии) к другому валу (исполнителю полезной работы). Примеры: часто применяют роликовые и втулочные ремни, которые используются в велосипедах, мотоциклах и промышленном оборудовании;
2. Тяговые цепи: используются для перемещения грузов или материалов в транспортерных системах. Примеры: тяговые роликовые или втулочные цепи, а также скребковые цепи;
3. Конвейерные цепи: Предназначены для перемещения предметов вдоль производственной линии. Они могут быть специализированными для различных отраслей, например пищевой или автомобильной;
4. Грузовые цепи: применяются для подъема или удержания тяжелых грузов. Например: в кранах или подъемниках.

Роликовые приводные цепи (рис. 1) применяют при скоростях $V \leq 15$ м/с. Если рассматривать конструкцию данных цепей, то они имеют: наружные *2* и внутренние пластины *3*. Внутренние пластины напрессовываются на втулки *5*, на которые предварительно надеваются с зазором ролики *6* и этим образуют звено цепи. Во втулки вставляют оси *4*, на которые с двух сторон напрессовываются наружные пластины *2*. Концы осей расклепывают с образованием головки и шарнира. Две наружные пластины двумя осями образуют звено из двух внутренних звеньев. Цепь входит в сцепление со звездочкой посредством ролика, который, поворачиваясь на втулке, перекатывается по зубу звездочки и поворачивает ее на определенный угол.

Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными (рис. 1) и многорядными (рис. 1) с числом рядов 2 и более. Многорядные цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи и нагрузках, возрастающих почти пропорционально числу рядов.

Износостойкость шарниров является главным фактором функциональности и расчета цепных передач. Главным фактором функциональности называют такое состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя при этом свои технические параметры в пределах установленных нормативно-технических документациях.

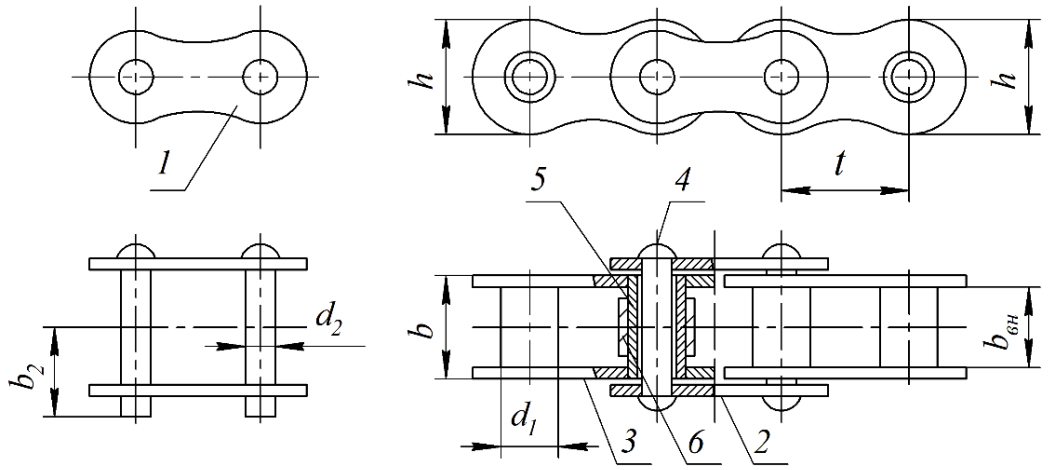

Рис. 1 Цепи типа ПР (приводные роликовые однорядные нормальные) и типа ПРУ (приводные роликовые однорядные усиленные): 1 – звено соединительное; 2 – наружная пластина; 3 – внутренняя пластина; 4 – ось; 5 – втулка; 6 – ролик

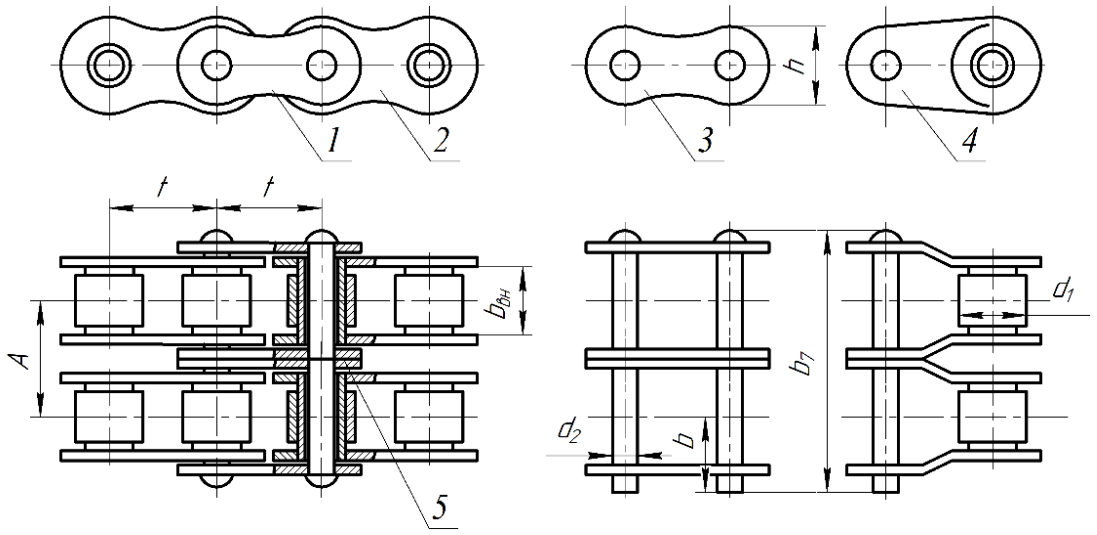

Рис. 2. Цепи приводные роликовые двухрядные: 1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено; 3 – соединительное звено; 4 – переходное звено; 5 – промежуточная пластина

Достоинства цепных передач:

1. Высокий КПД: цепные передачи обычно обеспечивают КПД от 90% до 98%;
2. Надежность и долговечность: цепи устойчивы к износу при правильном обслуживании;
3. Компактность конструкции: занимают меньше места, чем ременные передачи;
4. Передача больших усилий: подходят для работы с высокими нагрузками;
5. Отсутствие проскальзывания: в отличие от ременных передач, цепь не проскальзывает, что обеспечивает точность передачи движения;
6. Возможность работы в сложных условиях: могут использоваться в условиях высокой влажности, пыли и температурных перепадов.

Недостатки цепных передач:

1. Шумность: цепи создают больше шума по сравнению с ременными передачами;
2. Износ компонентов: звёздочки и цепи могут изнашиваться, что приводит к необходимости их замены;
3. Высокая стоимость обслуживания: требуют регулярной смазки и контроля состояния;
4. Ограниченная гибкость: могут быть сложны в установке на механизмы со сложной геометрией;
5. Чувствительность к перекосам: перекос цепной передачи может вызвать быстрый износ или повреждение.

Удлинение цепи и нарушение её зацепления со звёздочками зависит от износа шарниров. Соответственно, срок службы передачи зависит от износостойкости шарниров, работа которых и ограничивает долговечность цепи.

Срок службы цепи в первую очередь определяется удельным давлением в шарнирах p и зависит от межосевого расстояния a, количества зубьев малой звёздочки z_1, условий смазки и защиты от внешних факторов, а также износостойкости материала шарниров и допустимого износа цепи $[\Delta J]$.

Увеличение межосевого расстояния a может продлить срок службы цепи, поскольку это приводит к увеличению её длины и снижению числа пробегов (поворотов в каждом шарнире) в единицу времени. При увеличении числа зубьев малой звёздочки z_1 уменьшается угол поворотов в шарнирах, что также снижает износ. Однако при увеличении малой звёздочки снижается допустимый износ, который определяется возможностью потери зацепления между звёздочкой и цепью. Для более равномерного изнашивания цепи рекомендуется использовать нечетное число зубьев z_1 на малой звёздочке и четное число зубьев z_2 на большой звёздочке.

Основными параметрами для проведения расчёта цепных передач являются давление в шарнирах цепи p, МПа, и число ударов цепи $\nu_{уд}$, $с^{-1}$. Их действительные значения определяются по формулам:

$$p = \frac{F_t}{A_{оп}}, \tag{1}$$

где F_t – окружное усилие, Н;
$A_{оп}$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира (табл. 1), $мм^2$;

$$\nu_{уд} = \frac{z_1 n_1}{15 L_t}, \tag{2}$$

где z_1 – число зубьев малой звездочки;
n_1 – частота вращения малой звездочки, $мин^{-1}$;
L_t – длина цепи, выраженная в шагах.

Таблица 1

Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{оп}$, $мм^2$

Цепь	Площадь опорной поверхности	Цепь	Площадь опорной поверхности
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	22	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

Примечание: площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи.

У работоспособных передач действительные значения p и $\nu_{уд}$ должны быть меньше их допустимых значений (табл. 2 и 3).

Таблица 2

Допускаемое давление [p] в шарнирах цепей при z_1 = 15…30

Шаг цепи t, мм	Частота вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Таблица 3

Допустимые значения числа ударов [$\nu_{уд}$], с$^{-1}$, для цепей роликовых с втулками

Шаг цепи t, мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Число ударов [$\nu_{уд}$], с$^{-1}$	60	50	35	30	25	20	15	12

Окружное усилие, Н:

$$F_t = \frac{1000P}{V_ц}, \tag{3}$$

где P – передаваемая мощность, кВт.

Число зубьев z_1 малой звездочки

$$z_1 = 29 - 2u \geq 19, \tag{4}$$

где u – передаточное число.

Длина цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{a}, \tag{5}$$

где a – межосевое расстояние, мм;

t – шаг цепи, мм;

z_2 – число зубьев большой звездочки.

Скорость цепи $V_ц$, м/с, определяется по формуле

$$V_ц = \frac{z_1 n_1 t}{60\,000}. \tag{6}$$

При работе цепной передачи наблюдаются удары звеньев цепи о зубья звёздочек и колебания самой цепи. Окружная скорость звёздочек постоянна, а скорость шарнира цепи можно разложить на скорость направленную вдоль оси цепи V_1 и V_2 перпендикулярную ей. Они описываются формулами:

$$V_1 = V\cos\theta \tag{7}$$

$$V_2 = V\cos\theta \tag{8}$$

где V – окружная скорость звёздочки;

θ – угол поворота звёздочки и колеблется в значениях $-\varphi/2 \le \theta \ge +\varphi/2$.

Угол φ определяет шаг между звёздочками $\varphi = 2\pi / z$. Это приводит к тому, что цепи работают в условиях переменных нагрузок подвергаются повышенному износу шарниров и боковых звеньев.

Срок службы L_h, ч, приводной цепи рассчитывается по формуле

$$L_h = \Pi \frac{[\Delta J] K_c \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{u a_t}{V_ц}}, \tag{9}$$

где П – приведенный коэффициент (табл. 4);

$[\Delta J]$ – допускаемый износ цепи, % (при числе зубьев большой звездочки менее 30 принимают равным 5 %, при числе зубьев более 30 – равным 3 %);

K_c – коэффициент смазки;

K_j – коэффициент ударности (табл. 5);

$a_t = \frac{a}{t}$ – межосевое расстояние, выраженное в шагах.

Коэффициент смазки K_c определяется через коэффициент способа смазки K_c (табл. 6):

$$K_{\text{с}} = \frac{K_{\text{сп}}}{V_{\text{ц}}}. \tag{10}$$

Характеристика некоторых приводных цепей дается в таблице 7.

Таблица 4

Приведенный коэффициент П для цепных передач, работающих в закрытых кожухах или картерах

Тип цепи	Движение цепи	
	асинфазное	синфазное
ПР (однорядная)	5200	6250
2ПР (двухрядная)	4400	5300
3ПР (трехрядная)	4300	5150

Примечание: при работе цепной передачи с демпфирующими устройствами значение П может быть превышено в 1,3 раза. При отсутствии закрытых кожухов и картеров при $V_{\text{ц}} \leq 4$ м/с коэффициент П следует уменьшить на величину $1{,}2\sqrt{V_{\text{ц}}}$; при $V_{\text{ц}} > 4$ м/с работа цепной передачи без картера не рекомендуется.

Таблица 5

Значения коэффициента ударности K_j

Характер работы передачи	Движение цепи	
	асинфазное	синфазное
Плавная работа без толчков и ударов, равномерная нагрузка	1	1
Легкие плавные колебания нагрузки	1,25	1
Легкие удары, небольшие толчки, средняя пульсирующая нагрузка	1,4	1,1
Средние удары и предельная пульсирующая нагрузка	1,6	1,25
Сильные удары и предельная пульсирующая нагрузка средней интенсивности	1,8	1,45
Сильные удары со знакопеременной нагрузкой	1,9	1,5

Таблица 6

Коэффициент способа смазки $K_с$

Способ смазки	$V_ц$, м/с	$K_с$
Без смазки	< 4	0,1…0,2
Нерегулярная	< 5	0,4…0,6
Периодическая регулярная (периодичность смазки 8…16 ч)	< 6	1,2…1,6
Внутришарнирная (периодичность смазки 50…60 ч)	< 6	1,4…1,8
Капельная (5…15 кап./мин)	< 7	1,6…2,0
Масляная ванна	< 8	2,3…2,7
Циркуляционная	< 7	2,9…3,3
Распыливание под давлением	> 10	3,8…4,2

Для определения срока службы эксплуатации цепи к моменту исследований $L_{hд}$, ч, в формулу (7) вместо значения допустимого износа $[\Delta J]$ подставляют значение износа цепи к моменту исследований J:

$$L_{hд} = \Pi \frac{JK_с\sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_ц}}. \qquad (11)$$

Остаточный срок службы цепи $L_{ост}$, ч, определяется как разность срока службы новой цепи L_h и срока службы эксплуатации цепи к моменту исследований $L_{hд}$.

Процент износа цепи определяется по удлинению цепи:

$$J = \frac{L_{изн} - L_н}{L_н} \cdot 100\ \%, \qquad (12)$$

где $L_н$ – длина новой цепи;

$L_{изн}$ – действительная длина цепи.

Описание установки.

Установка для определения длины изношенной цепи состоит из станины *1*, на которой установлены стойки *2* с подвижным *3* и неподвижным *4* фиксаторами. Длину изношенной цепи $L_{изн}$ определяют с помощью

штангенциркуля *7*. Приложением усилия в 300…400 Н создается натяжение цепи, чтобы устранить зазоры в шарнирах. Для этого потребуется закрепить два конца цепи *5* на фиксаторах *3* и *4*. Натяжение цепи при выполнении лабораторной работы осуществляют затягиванием гайки на стержне подвижного фиксатора *3* (рис. 3). В дальнейшем между звеньями цепи вставляется соответствующий клин *6* и с помощью штангенциркуля определяется $L_{изн}$.

Техническую составляющую цепи можно оценить по её износу выраженную по ее увеличению длины из-за износа шарниров. Разработанная лабораторная установка (рис. 3) имеет основание 1 с закреплёнными на ней стойками 2 к которым крепится с помощью неподвижного зацепа 4 и подвижного зацепа 3 изношенная и новая цепь 5, фиксирующий клин 6. Замер длины изношенного участка цепи производиться штангенциркулем 7. При проведении исследований и определении звена изношенной цепи, участок цепи длинной 7…12 звеньев и новой цепи такой же длины крепятся на лабораторную установку с помощью зацепов, 4 создают предварительный натяг 300 - 400 Н. По показанию штангенциркуля определяют разность длин новой и изношенной цепей

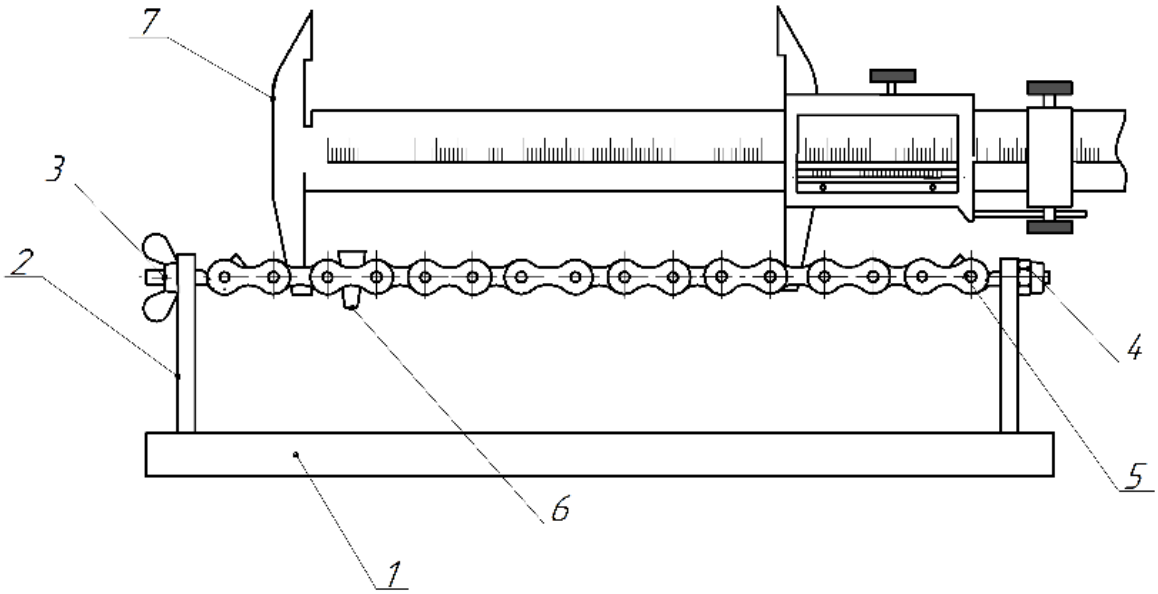

Рис. 3. Схема установки:
1 – станина; 2 – стойка; 3 – подвижный фиксатор;
4 – неподвижный фиксатор; 5 – цепь; 6 – клин; 7 – штангенциркуль

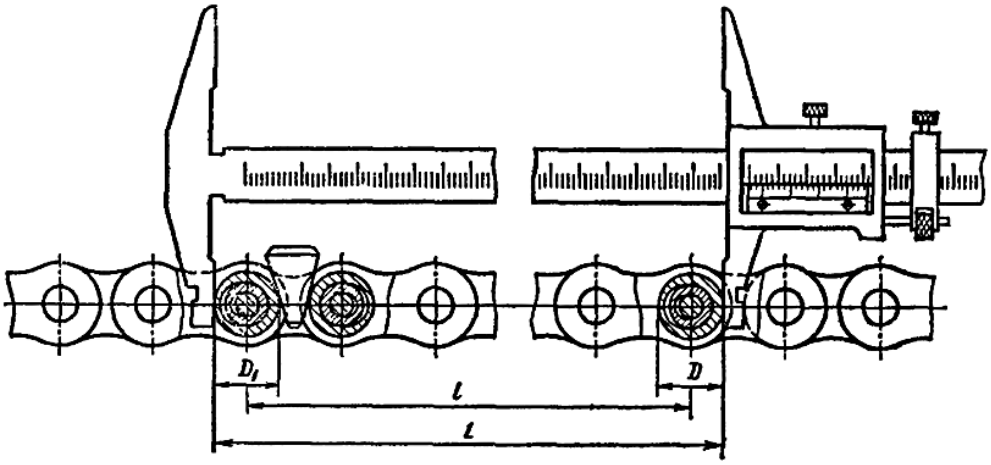

Рис. 4. Схема измерения цепи

На основании результатов по проценту износа цепи делается заключение о необходимости её замены или возможности продолжения работы.

Исследование цепи.

Для проведения исследования по определению процента износа цепи, бывшей в эксплуатации, был взят отрезок цепи ПР 19,05-3180, имеющей 8 звеньев, по схеме на рис. 4.

Длина отрезка цепи, измеренной штангенциркулем, составила 156,2 мм. Длина отрезка новой цепи из 8 звеньев, по данным таб. 8.1 [3, стр. 131] составляет 152,4 мм.

Процент износа исследуемой цепи равен, согласно формуле (12),

$$J = \frac{156{,}2 - 152{,}4}{152{,}4} \cdot 100\% = 2{,}5\%.$$

Это значение меньше допустимой величины 3% [3].

Следовательно, можем заключить, что цепь может использоваться в работе.

Литература

1. Детали машин. Теория и расчет: учебно-методическое пособие / Скойбеда А.Т. и др. Минск: БГАТУ, 2014. – 372 с.

2. Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк, Сашко К.В., и др.. – Минск : БГАТУ, 2020. – 156 с.

ISBN 978-985-25-0073-9.

3. Расчеты деталей машин: Справ. пособие/ А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3 издание переработанное и доп. – Мн.: Выш. шк. 1986. – 400 с.

УДК 621

Волновые пружины. Конструктивные особенности принципы работы и области применения в современной технике

Студенты гр. 10309123 Нацевич Д.В., Волков А.Н.
Научный руководитель – к.т.н., доцент Калина А.А.
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Ключевые слова: волновые пружины, упругие элементы, фрикционные муфты, коробки передач с силовым переключением, технология Edge-winding, биомедицинские имплантаты

Аннотация. Статья исследует волновые пружины как перспективное решение в современной механике, преодолевающее ограничения традиционных пружин (винтовых, тарельчатых) за счет уникальной волнообразной геометрии. Подчеркиваются их ключевые преимущества: значительная компактность (экономия 30–50% пространства), равномерное распределение нагрузки, низкий гистерезис и устойчивость к экстремальным условиям. Особое внимание уделено практическому применению: на примере фрикционных муфт коробки передач ссиловым переключением тракторов МТЗ показано, как волновые пружины устраняют паразитное трение, компенсируют износ накладок, демпфируют ударные нагрузки и повышают ресурс узла на 25–30%. Детально рассмотрены технология производства (Edge-winding), выбор материала (сталь 65Г) и расчет параметров пружины. Работа обосновывает эффективность волновых пружин для задач уменьшения габаритов, повышения точности и долговечности в аэрокосмической отрасли, биомедицине и машиностроении.

В современной технике пружины остаются фундаментальным элементом, обеспечивающим преобразование, накопление и передачу энергии. Однако стремительное развитие технологий — от робототехники до космических исследований — выдвигает новые требования к упругим элементам: уменьшение габаритов, устойчивость к экстремальным нагрузкам и повышенная точность. В этом контексте традиционные типы пружин (винтовые или витые, плоские, тарельчатые, спиральные), несмотря