



DOI: 10.22363/2312-8143-2021-22-1-72-83
УДК 69.002.5

Научная статья / Research article

Методика определения оптимальных параметров цепной передачи с учетом конструкции приводной цепи

Ю.В. Белоусов

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет),
Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
E-mail: juvbelousov@bmstu.ru

История статьи

Поступила в редакцию: 17 ноября 2020 г.
Доработана: 25 января 2021 г.
Принята к публикации: 15 февраля 2021 г.

Аннотация. Цель исследования заключается в разработке конструкции приводной пластинчатой цепи и методики определения оптимальных параметров цепной передачи. **Методы.** Проведение анализа конструкций стандартных приводных втулочно-роликовых цепей, а также приводных пластинчатых цепей с внутренним зацеплением. Определение путей повышения долговечности данных цепей и цепных передач из условия обеспечения износостойкости их шарниров и повышения технико-экономических показателей. **Результаты.** Выполнен анализ конструкций стандартных приводных втулочно-роликовых цепей и приводных пластинчатых цепей с внутренним зацеплением. Разработана перспективная конструкция приводной пластинчатой цепи. Проведена оптимизация параметров передач как со стандартными цепями, так и с предложенной автором цепью, обеспечивающих повышение их долговечности и эффективности. В этой связи разработана методика определения наибольшего удлинения звеньев стандартных цепей, а также цепи, разработанной автором, из условия износостойкости их шарниров. Также разработана методика определения оптимального передаточного отношения данных цепных передач. Установлено, что передаточное отношение передачи с приводной пластинчатой цепью, разработанной автором, определяется прежде всего точностью изготовления ее шарниров. При достаточно точном изготовлении деталей шарниров цепи передаточное отношение можно значительно повысить, до $u=10$ и выше. Это позволит использовать передачи, оснащенные данной цепью, в приводах с большим передаточным отношением.

Ключевые слова: приводная пластинчатая цепь, удлинение звеньев цепи, допустимый износ шарниров, передаточное отношение

Для цитирования

Белоусов Ю.В. Методика определения оптимальных параметров цепной передачи с учетом конструкции приводной цепи // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 1. С. 72–83. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-1-72-83>

© Белоусов Ю.В., 2021



This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Method for determining the optimal parameters of the chain transmission, taking into account the design of the drive chain

Yuri V. Belousov

Bauman Moscow State Technical University (National Research University of Technology),
5 2-ya Baumanskaya St, bldg 1, Moscow, 105005, Russian Federation
E-mail: juvbelousov@bmstu.ru

Article history

Received: November 17, 2020

Revised: January 25, 2021

Accepted: February 15, 2021

Abstract. *Goal.* Develop the design of the drive plate chain and methods for determining the optimal parameters of the chain transmission. *Methods.* Analysis of the designs of standard drive bushing and roller chains, as well as the drive plate chain with internal engagement. Determination of ways to increase the durability of these chains and chain gears from the condition of ensuring the wear resistance of their hinges and increasing their technical and economic indicators. *Results.* The analysis of designs of standard drive bushing-roller chains and drive plate chains with internal gearing is performed. A promising design of the drive plate chain has been developed. The optimization of transmission parameters, both with standard chains, and with the chain proposed by the authors, providing an increase in their durability and efficiency. In this regard, a method has been developed for determining the greatest elongation of standard chain links, as well as the chain developed by the authors, from the condition of wear resistance of their hinges. A method for determining the optimal transmission ratio of these chain gears has also been developed. It is established that the gear ratio of the transmission with the drive plate chain developed by the authors is determined primarily by the accuracy of manufacturing its hinges. With sufficiently precise manufacturing of chain hinge parts, the gear ratio can be significantly increased, up to $u=10$ and higher. This will allow you to use gears equipped with this chain in drives with a large gear ratio.

Keywords: drive plate chain, lengthening of chain links, permissible wear of hinges, gear ratio

For citation

Belousov YuV. Method for determining the optimal parameters of the chain transmission, taking into account the design of the drive chain. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2021;22(1):72–83. (In Russ.) <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-1-72-83>

Введение

Цепные передачи находят широкое применение во многих областях машиностроения: сельскохозяйственных конструкциях, дорожных машинах, станкостроении, транспортирующих устройствах. Их применяют в станках, мотоциклах велосипедах, автомобилях, промышленных роботах, буровом оборудовании, подъемно-транспортных, строительно-дорожных, сельскохозяйственных, полиграфических и других машинах, в нефтяном оборудовании, системах управления для передачи движения между параллельными валами, когда использование зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно. Их преимущество состоит в простоте конструкции, удобстве эксплуатации, возможности передачи больших нагру-

зок между параллельными валами на значительные расстояния. Применение цепных передач, в отличие от зубчатых, исключает использование промежуточных валов [1–3].

Однако цепным передачам присущи также и определенные недостатки. Это неизбежность изнашивания шарниров ввиду отсутствия условий для жидкостного трения, необходимость более точной, чем для ременных передач, установки валов, а также ряд других [4; 5]. В этой связи изнашивание шарниров, приводящее к удлинению цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек, является одним из основных критериев работоспособности данных передач [6; 7].

Цепную передачу относят к передачам гибкой связью. Зацепление в ней осуществляется с помощью натяжения сочлененных звеньев бесконечной цепи. Она передает мощность от ведущего вала к ведомому. При этом к.п.д. цепной передачи достаточно высок и составляет 92...95 % для открытых передач, и 94...96 % для закрытых передач. Передаточное отношение — 1...6, а передаваемая мощность достигает 120 кВт. В передаче используются приводные, тяговые и грузовые цепи. Наибольшее распространение получили передачи с приводными цепями, предназначенные для передачи механической энергии на средние расстояния преимущественно в тихоходных приводах машин. Однако существующие стандартные приводные втулочные и роликовые цепи имеют серьезные недостатки, связанные с их конструкцией и условиями работы. Кроме того, отсутствует методика выбора параметров передачи, обеспечивающих повышение ее долговечности и эффективности.

1. Разработка перспективной конструкции приводной цепи

Наибольшее распространение в машиностроении получили приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 (здесь и далее приводятся номера государственных стандартов, действующих на территории Российской Федерации). Они используются для приводов, оснащенных звездочками, имеющими конструкцию и размеры зубьев по ГОСТ 591—69 и ГОСТ 592—81. Основными недостатками этих цепей являются: низкая долговечность, сложность изготовления и сборки ввиду наличия пяти типоразмеров деталей, выполненных по 7...8 качеству точности, и двух посадок с натягом, повышенная шумность работы, вызываемая свободно установленными роликами, невозможность беспрепятственной разборки цепи.

Одним из путей повышения долговечности цепи является увеличение опорной площади ее шарниров. Увеличить опорную площадь шарниров можно за счет увеличения их длины или диаметра. Первое не всегда возможно вследствие ограничения габаритов передачи. Поэтому следует стремиться к увеличению диаметра шарниров. Степень использования сечения шарниров можно определить по отношению диаметра валика к диаметру ролика. Расчеты показывают,

что сечение шарнира у роликовых цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 используется не более, чем на 50 %. То есть степень использования сечения шарниров у них невысока и элементы шарнира цепи можно увеличить без изменения размеров шаговой группы. При этом износ шарниров этих цепей довольно высок и носит односторонний характер. Поэтому в настоящее время получили распространение приводные пластинчатые цепи, лишенные части указанных недостатков. Они отличаются простотой конструкции и высокой ремонтпригодностью. Диаметры шарниров этих цепей могут быть увеличены почти в два раза, износ шарниров меньше, и он более равномерный [8].

Наиболее простую и надежную конструкцию имеет приводная пластинчатая цепь с внутренним зацеплением [9]. Она содержит одинаковые пластины, свободно установленные проушинами на полые свертные валики, концы которых развальцованы для ограничения их осевого перемещения. То есть цепь состоит из двух отдельных цепных контуров, выполненных на единых валиках, имеющих возможность поворачиваться в шарнирах вокруг своей оси пропорционально углам и количеству перегибов цепи на контуре. Валики выполнены с возможностью контактировать с зубьями звездочек непосредственно или через дистанционные втулки участками, расположенными во внутренних, свободных от пластин зонах, диаметр каждого из которых в этих зонах ограничен диапазоном

$$d_b \leq D \leq D_c, \quad (1)$$

где D — диаметр валика в свободной от пластин зоне; d_b — диаметр валика в зоне шарниров; D_c — диаметр впадины между зубьями звездочки соответствующего шага.

На каждом из участков валиков, занятых шарнирами, диаметр которых ограничен диапазоном

$$0,5d_c \leq d_b \leq D_c, \quad (2)$$

где d_c — наружный диаметр валика стандартной цепи соответствующего шага, установлены проушинами наружные и внутренние пластины, контактирующие с ними. Каждая из пластин образует независимый шарнир с поверхностями этих участков валиков [9].

Однако данное техническое решение тоже не безупречно. Основным его недостатком является низкая долговечность цепи ввиду большого суммарного износа шарниров, приводящего к сильному удлинению цепи. Это вызвано тем, что каждая из наружных и внутренних пластин образует независимый шарнир с поверхностью валиков. В процессе работы на внутренние и наружные пластины каждого звена данной цепи действуют разнонаправленные силы. В результате будет происходить износ шарниров в зоне контакта валиков, как с внутренними, так и наружными пластинами. А суммарный износ будет равен сумме износа шарниров наружных и внутренних пластин.

Другой причиной повышенного износа данной цепи является недостаточный диаметр валика в зоне расположения шарниров, который может быть уменьшен даже до половины наружного диаметра валика стандартной цепи d_c . Поскольку длина втулки стандартной цепи, равная длине ее шарнира, больше суммарной длины внутренних или наружных пластин цепи, диаметр валика не может быть меньше наружного диаметра валика стандартной цепи d_c , что следует из условия необходимой износостойкости ее шарниров.

Еще одним недостатком известной цепи [9] является недостаточная прочность валика ввиду его малого диаметра. У цепи [9] валик полый. Недостаточный диаметр валика может привести к его разрушению в результате среза.

С целью повышения долговечности автором разработана приводная пластинчатая цепь [10]. В данной цепи на каждом из участков валиков, где установлены проушинами наружные и внутренние пластины, одни из пластин, внутренние или наружные, неподвижно соединены с валиком, а другие пластины соединены с ним шарнирно. Причем диаметр шарниров ограничен диапазоном

$$\frac{l_c d_c}{2\delta} \leq d_{ш} < D_c, \quad (3)$$

$$d_{ш}^n \geq 0,124\sqrt{F}, \quad (4)$$

$$d_{ш}^c \geq 0,092\sqrt{F}, \quad (5)$$

где $d_{ш}$ — диаметр валика в зоне шарнира; $l_c d_c$ — диаметр и длина шарнира стандартной цепи соответствующего шага; δ — толщина пластины; D_c — диаметр впадины между зубьями звездочки соответствующего

шага; $d_{ш}^n$ — диаметр полого валика в зоне шарнира; $d_{ш}^c$ — диаметр сплошного валика в зоне шарнира; F — сила натяжения ведущей ветви передачи.

При этом $d_B \geq d_H$, где d_B — диаметр валика в зоне установки внутренних пластин, а d_H — диаметр валика в зоне установки наружных пластин. Кроме того, диаметр каждого из валиков во внутренних, свободных от пластин зонах D , где он входит в контакт с зубьями звездочек, не зависит от диаметров валика в зоне установки пластин [10].

На рис. 1 показан фрагмент приводной пластинчатой цепи [10] со ступенчатыми валиками. Эта цепь состоит из полых или сплошных валиков 1, внутренних пластин 2, наружных пластин 3. На рис. 2 показан фрагмент приводной пластинчатой цепи [10] с гладкими валиками и дистанционными втулками, содержащей гладкие цилиндрические валики 1, внутренние пластины 2, наружные пластины 3 и дистанционные втулки 5. Для ограничения осевого перемещения валиков их концы могут быть расклепаны или развальцованы (для полых валиков). На рис. 1 и 2 с этой целью на концах валиков установлены шплинты 4.

В данном техническом решении [10], по сравнению с цепью [9], количество шарниров сокращено вдвое. Это позволяет увеличить долговечность цепи, снизив ее удлинение. Кроме того, уменьшение количества шарниров дает возможность снизить уровень шума при работе передачи.

В цепи [10] валик в зоне расположения шарниров имеет достаточный диаметр, который может быть определен по формулам (3) ... (5). Формула (3) позволяет выбрать диаметр шарниров цепи из условия их износостойкости и размещения зубьев звездочки в звеньях цепи. Формулы (4) и (5) устанавливают размеры шарниров цепи для полых и сплошных валиков из условия их прочности на срез. Проверка шарниров на смятие не требуется. Отсутствие смятия обеспечивается выполнением условия формулы (3).

В цепи [10] неподвижно с валиками могут быть соединены либо внутренние, либо наружные пластины. При неподвижном соединении с валиками внутренних пластин, и наружные и внутренние пластины могут быть выполнены одинаковыми и установлены на валики по посадкам в системе отверстия. При этом внутренние пластины будут установлены на валики по посадке с натягом, а наружные — по посадке с зазором или по переходной посадке, в которой зазоры и натяги

сравнительно невелики, а вероятность зазоров выше. За счет срезания микронеровностей с контактных поверхностей при сборке цепи натяг в этом соединении практически исчезает, поскольку он примерно равен величине обмятия (среза) микронеровностей при сборке [11; 12]. Диаметр каждого валика во внутренних, свободных от пластин зонах D , где он входит в контакт с зубьями звездочек, может быть больше, меньше или равным диаметру внутренних пластин d_B .

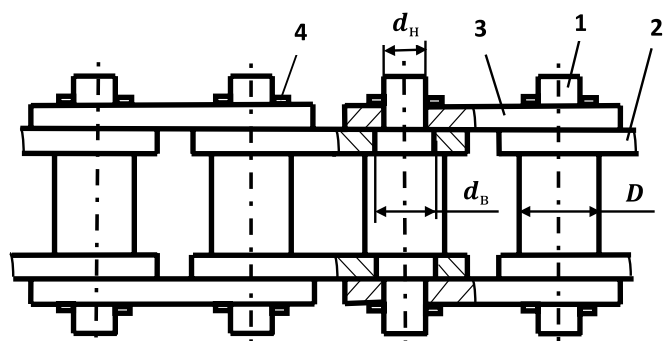


Рис. 1. Фрагмент приводной пластинчатой цепи [10] со ступенчатыми валиками

Figure 1. Fragment of a drive plate chain [10] with step rollers

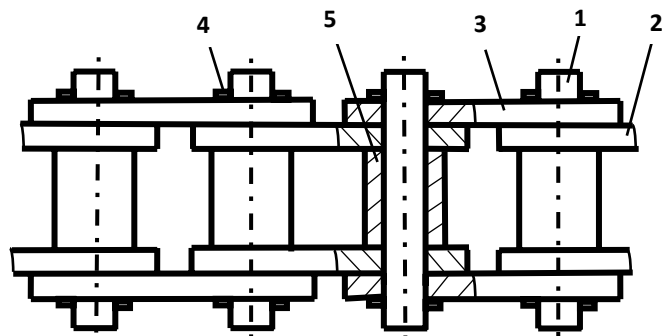


Рис. 2. Фрагмент приводной пластинчатой цепи [10] с гладкими валиками и дистанционными втулками

Figure 2. Fragment of the drive plate chain [10] with smooth rollers and remote bushings

При неподвижном соединении с валиками наружных пластин валики в зоне установки как наружных, так и внутренних пластин могут иметь одинаковые диаметры. Соответствующие посадки пластин на валики: внутренних — с зазором или переходных, наружных — с натягом, могут быть получены в системе

вала. Тогда диаметр каждого валика во внутренних, свободных от пластин зонах, где он входит в контакт с зубьями звездочек, может быть больше или равным диаметру внутренних пластин. В последнем случае между внутренними пластинами должны быть установлены дистанционные втулки, как показано на рис. 2 [10].

Приводная цепь [10] может использоваться для приводов, оснащенных звездочками, имеющими конструкцию и размеры зубьев по ГОСТ 591—69 и ГОСТ 592—81.

Однако приводная пластинчатая цепь [10] также имеет, по меньшей мере, один достаточно серьезный недостаток. Он связан с тем, что работа этой цепи, так же как и цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87, сопровождается удлинением только каких-либо одних звеньев. В цепях по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87, а также в цепи [10], при неподвижном соединении с валиками внутренних пластин, будет происходить удлинение наружных звеньев. В цепях по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 это будет происходить за счет увеличения шага втулок ввиду их смещения на валиках вследствие износа. При этом шаг внутренних звеньев, жестко связанных со втулками, почти не изменится. В цепи [10] удлинение наружных пластин будет происходить за счет увеличения диаметра отверстий в подвижных наружных пластинах. Шаг внутренних пластин также останется практически неизменным. В цепи [10], при неподвижном соединении с валиками наружных пластин, удлиняться могут только внутренние звенья, а шаг внешних звеньев изменяться не будет. Причем принципиальной разницы в том, какие звенья цепи удлиняются, внутренние или наружные, почти нет. Однако более удобным представляется все же первый вариант ввиду лучшей ремонтнопригодности, а значит, и надежности. Разношаговость увеличивается по мере износа шарниров. При этом ухудшается кинематика работы цепи и звездочки и снижается срок их службы. Исключение составляют только цепи с гнутыми пластинами, у которых шаг цепи от износа увеличивается равномерно во всех ее звеньях. По ГОСТ 13568—97 цепи с этими пластинами имеют достаточно большой шаг. Они предназначены для высоконагруженных приводов.

2. Разработка методики определения оптимальных параметров цепных передач

При выборе передаточного отношения цепной передачи обычно поступают следующим образом. Для создания привода между параллельными валами с большим передаточным отношением предпочтительнее обычно отдать зубчатой передаче. Это приводы механизмов поворота кранов, где помимо редуктора используется открытая зубчатая передача, бетоновозов, сушильных камер, смесителей и т.д. В этих случаях применяют зубчатые колеса большого диаметра, которые достаточно трудно изготовить и смонтировать. При проектировании приводов с большим передаточным отношением цепные передачи стараются не применять ввиду того, что приводная цепь, получив незначительное удлинение, теряет зацепление со звездочкой большего диаметра. В цепных передачах со втулочно-роликовой цепью рекомендуется применять число зубьев звездочек не более 120 [13]. Это ограничение вводится потому, что вследствие увеличения шага цепи в процессе износа ее шарниров происходит потеря зацепления цепи с большой звездочкой. Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному изнашиванию шарниров цепи и зубьев звездочек [14].

При работе привода элементы шарниров цепи совершают взаимный поворот на угол $\vartheta = 2\pi/z$, где Z — число зубьев звездочки, на каждом зубе звездочки, находящемся в зацеплении. За один пробег цепи валик и втулка каждого шарнира совершают взаимный поворот на 360° . Причем при максимальной нагрузке происходит поворот только на угол ϑ , и то всего два раза: при входе шарнира в зацепление с ведущей и при выходе из зацепления с ведомой звездочкой. Во время этого поворота, а также нескольких других поворотов на этот угол, следующих за ним, на ведущей звездочке или перед ним, на ведомой звездочке, которые происходят при довольно высокой нагрузке, контакт валика и втулки происходит примерно в одном месте. Эти повороты вызывают сильный износ втулок и валиков. Причем износ валиков и втулок будет носить односторонний характер. Остальной поворот деталей шарниров происходит при меньшей нагрузке. В результате втулки смещаются на валиках на величину износа

шарниров, и расстояние между их центрами возрастает на Δt , увеличивая шаг звеньев цепи t . Допускаемое значение относительного удлинения звеньев цепи $\Delta t/t$ ограничивается возможностью потери зацепления со звездочкой, а также уменьшением прочности цепи.

Шаг t новой цепи равен шагу звездочки по делительной окружности диаметром D_d . Шаг цепи t выбирается по ГОСТ 13568—97, ГОСТ 21834—87. Шаг изношенной цепи, измеряемый как расстояние между центрами роликов, $t^l = t + \Delta t$. Изношенная цепь с увеличенным шагом расположится на новом диаметре звездочки D_d^l . Зацепление ролика с зубом звездочки возможно при условии, что

$$d^l \leq D_e + D_{ц} \sin \gamma, \quad (6)$$

где D_e — диаметр окружности выступов; $D_{ц}$ — диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{ц} = d_2$, роликовых $D_{ц} = d_3$; γ — половина угла зуба.

Шаг цепи, при котором она полностью теряет зацепление с зубьями звездочки

$$t_3 = \frac{\pi(D_e + D_{ц} \sin \gamma)}{z}. \quad (7)$$

Для звездочек к приводным роликовым и втулочным цепям по ГОСТ 591—69

$$D_{ц} = \frac{t}{\lambda}, \quad (8)$$

$$D_e = t \left(k + ctg \frac{180^\circ}{z} \right), \quad (9)$$

где λ — геометрическая характеристика зацепления; k — коэффициент высоты зуба.

Тогда шаг изношенной цепи при потере зацепления с зубьями звездочки

$$t_3 = \frac{\pi t}{z} \left(k + ctg \frac{180^\circ}{z} + \frac{\sin \gamma}{\lambda} \right). \quad (10)$$

Причем $k = f(\lambda)$. Эта функция задается таблично. Так, при $\lambda = 1,4 \dots 1,8$ $k = 0,48 \dots 0,575$.

Боковая поверхность зуба звездочки по ГОСТ 591—69 состоит из трех участков, очерченных дугами окружностей. Угол γ указан только до конца участка

средней дуги, то есть до диаметра чуть больше делительного. У вершины зуба он составляет примерно 30° .

Подставляя в формулу (10) пределы величин λ и k , а также угол γ , получим

$$t_3 = \frac{\pi t}{z} \left[\left(0,48 + ctg \frac{180^\circ}{z} + \frac{\sin 30^\circ}{1,4} \right) \dots \left(0,575 + ctg \frac{180^\circ}{z} + \frac{\sin 30^\circ}{1,8} \right) \right] =$$

$$= \frac{\pi t}{z} \left[ctg \frac{180^\circ}{z} + (1,837 \dots 0,853) \right] \approx \frac{\pi t}{z} \left(ctg \frac{180^\circ}{z} + 0,845 \right). \quad (11)$$

Относительное удлинение звеньев цепи при этом составит

$$\varepsilon = \frac{t_3 - t}{t} 100\% = \left[\frac{\pi}{z} \left(ctg \frac{180^\circ}{z} + 0,845 \right) - 1 \right] 100\%. \quad (12)$$

Для звездочки к приводной роликовой и втулочной цепи по ГОСТ 592—81

$$D_e = t \left(k + ctg \frac{180^\circ}{z} - \frac{0,31}{\lambda} \right); \quad k = 0,7; \quad \lambda = 1,4 \dots 2,0. \quad (13)$$

Боковая поверхность зуба звездочки по ГОСТ 591—69 типа 1 также состоит из нескольких участков. У вершины зуба угол тоже будет равен примерно 30° . Для этой звездочки

$$\varepsilon = \left[\frac{\pi}{z} \left(ctg \frac{180^\circ}{z} + 0,816 \right) - 1 \right] 100\%. \quad (14)$$

Зуб звездочки по ГОСТ 591—69 типа 2 имеет прямолинейный профиль. Половина угла зуба у нее составляет $\gamma = 13 \dots 20^\circ$. В этом случае

$$\varepsilon = \left[\frac{\pi}{z} \left(ctg \frac{180^\circ}{z} + 0,719 \right) - 1 \right] 100\%. \quad (15)$$

По выражениям (12), (14) и (15) построены графики зависимости относительного удлинения звеньев цепи, при котором она полностью теряет зацепление с зубьями звездочки, от числа зубьев звездочки. Они показаны на рис. 3. Сплошная линия соответствует звездочке по ГОСТ 591—69; пунктирная — звездочке по ГОСТ 592—81, тип 1; штрихпунктирная — звездочке по ГОСТ 592—81, тип 2.

Для примера рассмотрим втулочно-роликую цепную передачу с числом зубьев $Z_1 = 15$ и $Z_2 = 120$ звездочек по ГОСТ 591—69. При удлинении звеньев цепи всего на 2,19 % цепь теряет зацепление с ведомой звездочкой, тогда как для потери зацепления с ведущей звездочкой требуется удлинение звеньев на 16,23 %.

Таким образом, радиальное смещение шарниров цепи с одним и тем же увеличенным шагом по поверхности зуба звездочки к его вершине сильно увеличивается с увеличением числа зубьев звездочки. Это можно объяснить уменьшением углового шага ее зубьев. В данном случае радиальное смещение шарниров цепи по зубьям ведомой звездочки в 7,41 раза больше, чем по зубьям ведущей. Поэтому обычно цепь находится в нормальном зацеплении со звездочкой с небольшим числом зубьев и теряет зацепление со звездочкой с большим числом зубьев.

Из приведенного следует, что для увеличения долговечности цепи при ее удлинении в результате износа шарниров необходимо корректировать диаметр делительной окружности большой звездочки, что обычно не представляется возможным. Предлагаются конструкции звездочек с возможностью

периодического увеличения диаметра делительной окружности [15; 16]. Они содержат одиночные зубья. Однако число одиночных зубьев невелико (всего два), что требует частого увеличения диаметра звездочки [17].

Таким образом, число зубьев ведомой звездочки для цепных передач редукторного типа, а также и передаточное отношение самой передачи будет зависеть от величины наибольшего удлинения звеньев цепи, при котором зацепление цепи с ведомой звездочкой еще сохраняется. Наибольшее удлинение звеньев цепи будет иметь место при предельном износе ее шарниров.

Согласно ГОСТ 30479—97, определяющему методы установления предельного износа, обеспечивающие требуемый уровень безопасности, предельный износ должен быть установлен в государственных стандартах и (или) конструкторских документах на размеры или сопряжения элементов изделия. Однако в ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 на приводные роликовые и втулочные цепи приводятся данные лишь об удлинении отрезков цепи различного шага при определенной нагрузке и наработке.

Вместе с тем основным требованием, предъявляемым к деталям шарниров (валикам и втулкам) этих цепей, является высокая износостойкость их рабочих поверхностей. Поэтому валики и втулки выполняются преимущественно из цементируемых сталей. После цементации или газового цианирования их закалывают до твердости поверхности не менее 56 ... 65 HRCэ [14].

Согласно ГОСТ 30479—97 критерием предельного износа является начало резкого возрастания интенсивности изнашивания элементов машины. Поэтому ГОСТ 30479—97 устанавливает, что для деталей с поверхностным упрочнением предельный износ не должен превышать глубины упрочненного слоя. Такое состояние в шарнирах наступит при износе одной или одновременно обеих деталей сопряжения на глубину упрочненного слоя.

Большинство передач осуществляется однорядной втулочно-роликовой цепью с шагом 19,05 мм. Таких передач в машинах сельскохозяйственного назначения, например, насчитывается до 60 %. Цепи с шагом 25,4 мм применяются в сравнительно тяжело нагруженных

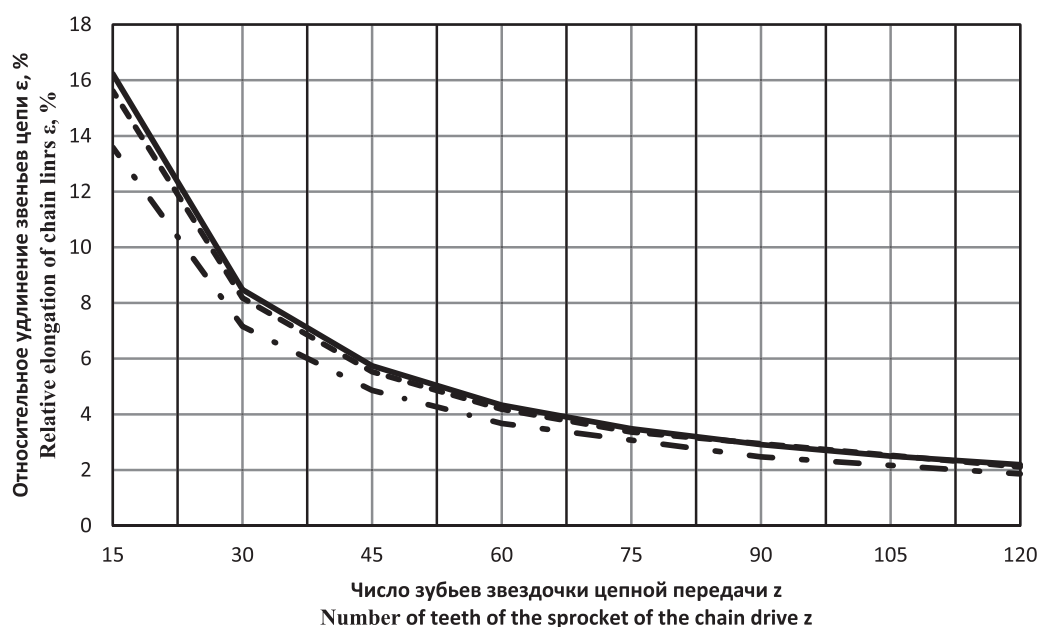


Рис. 3. Зависимость относительного удлинения звеньев цепи, при котором она полностью теряет зацепление с зубьями звездочки, от числа зубьев звездочки

Figure 3. Dependence of the relative elongation of chain links, at which it completely loses engagement with the sprocket teeth, on the number of sprocket teeth

передачах. Они составляют примерно 27 %. Передачи с шагом цепей 31,75 и 38,1 мм встречаются редко, при низких скоростях движения, но больших передаваемых усилиях. Для этих цепей, согласно ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87, отношение глубины диффузионного слоя (эвтектоидный и половина переходного слоя) к диаметру валика должно составлять 3,5 ... 11 %, толщине втулки — 12 ... 30 %. С учетом размеров валиков и втулок этих цепей толщина упрочненного слоя на втулках меньше. То есть при одинаковой твердости контактных поверхностей быстрее изнашивается втулка. Толщина стенки втулок цепи с шагом $t = 19,05$ мм составляет 1,3 мм, цепи с шагом $t = 25,4$ мм — 1,75 мм. Минимальная толщина упрочненного слоя на втулках первой цепи будет равна $\delta = 0,156$ мм, а на втулках второй — $\delta = 0,21$ мм. Тогда величина наибольшего относительного удлинения звеньев цепи из условия износостойкости ее шарниров составит

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \frac{4\delta}{t} 100\% . \quad (16)$$

Для цепи с шагом 19,05 мм $\varepsilon_{\text{ш}} = 3,28$ %, а для цепи с шагом 25,4 мм $\varepsilon_{\text{ш}} = 3,3$ %. По графикам рис. 3 находим, что максимальное число зубьев ведомой звездочки по ГОСТ 591—69 и ГОСТ 592—87 типа 1 для этих цепей будет равно 75 или 76, а для звездочки по ГОСТ 592—87 типа 2 составит примерно 60. Для более точного определения числа зубьев ведомой звездочки можно использовать выражения (12), (14) и (15), которые следует решить относительно Z .

Таким образом, для цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 при числе зубьев ведомой звездочки не больше 75 (число зубьев должно быть нечетным) можно не опасаться, что цепь с нее слетит. Полностью выработав свой ресурс по износу, цепь останется в зацеплении со звездочкой.

Передаточное отношение будет зависеть также от числа зубьев малой (ведущей) звездочки. Оно тем больше, чем меньше зубьев она имеет. Для увеличения долговечности передачи необходимо, чтобы $Z_1 \geq 15 \dots 17$ [14]. Тогда максимальное передаточное отношение цепной передачи будет $u_{\text{max}} \approx 5$. Для силовых передач общего назначения число зубьев малой звездочки выбирают по эмпирической зависимости [13]

$$z_1 = 29 - 2u . \quad (17)$$

Подставив в выражение (17) $u = z_2/z_1$, получим

$$z_1 = 29 - 2 \frac{z_2}{z_1} . \quad (18)$$

В результате приходим к квадратному уравнению относительно числа зубьев малой звездочки

$$z_1^2 - 29z_1 + 2z_2 = 0 , \quad (19)$$

нужным корнем которого будет число 22,26. Округляя его до ближайшего нечетного числа, получим $Z_1 = 23$, а $u = 75/23 = 3,26$. Более грубо можно оценить оптимальное передаточное отношение цепной передачи с цепями по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 и звездочками по ГОСТ 591—69 и ГОСТ 592—87 типа 1, как $u = 3 \dots 5$. Аналогично получим оптимальное передаточное отношение цепной передачи с теми же цепями и звездочкой по ГОСТ 592—87 типа 2, которое будет $u = 2,5 \dots 4$.

Передаточное отношение цепной передачи определяется также размерами привода и особенностями его конструкции. Поэтому в ряде обоснованных случаев, возможно его отклонение от данного диапазона.

Что касается приводных пластинчатых цепей [10], то, согласно ГОСТ 30479—97, предельный износ шарниров здесь составит двукратную величину установочного зазора. То есть относительный износ шарниров будет определяться точностью изготовления его деталей. В соединении с валиком пластины должны входить по скользящей посадке H/h . Точность размеров деталей шарниров зависит от способа их изготовления. Причем обработать валики проще, чем отверстия в пластинах. Наиболее вероятными способами получения отверстий в пластинах, учитывая характер производства, являются методы пластической деформации. К ним, в частности, относится пробивка. Она обеспечивает получение отверстий по 11 ... 12 качеству точности. Другой вариант — лезвийная обработка: сверление и зенкерование или сверление и протягивание. Они обеспечивают получение отверстий по 11 и 8 ... 9 качеству точности соответственно. ГОСТ 25347—82 рекомендует в этом случае посадки, $H11/h11$, $H12/h12$, а также $H9/h9$ и $H9/h8$.

Величина наибольшего относительного удлинения звеньев приводной пластинчатой цепи [10] из условия износостойкости ее шарниров для выбранных посадок показана в табл. 1. Вычисления выполнялись при условии, что наружные диаметры валиков цепи по рис. 1

и роликов цепи по рис. 2 соответствуют диаметрам элементов зацепления цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87.

Из данных таблицы видно, что вариант сопряжения шарниров цепи [10] по посадке $H12/h12$ является неприемлемым, так как относительное удлинение звеньев цепи при полном износе ее шарниров достаточно велико, что не позволит работать с большими

передаточными отношениями. Цепь будет соскакивать почти со всех звездочек. Максимальное число зубьев звездочки, с которой она не соскочит, исчерпав полностью свой ресурс по износу, будет составлять примерно 40. Кроме того, зазор в изношенных шарнирах будет очень большим, что повысит уровень шума и динамические нагрузки при работе цепи.

Таблица 1
Величина наибольшего относительного удлинения звеньев приводной пластинчатой цепи [10] из условия износостойкости ее шарниров

Table 1
The highest value of elongation links drive plate chain [10] from the condition of wear of its hinges

Тип приводной пластинчатой цепи Type of drive plate chain	Шаг цепи, мм Chain step, mm	Допустимый относительный износ звеньев цепи для рекомендуемых посадок, % Permissible relative wear of chain links for recommended landing, %			
		$H9/h8$	$H9/h9$	$H11/h11$	$H12/h12$
		По рис. 1 According to fig. 1	19,05	1,18	1,44
	25,4	0,88	1,08	2,75	4,53
По рис. 2 According to fig. 2	19,05	1,36	1,69	4,22	7,03
	25,4	1,23	1,51	3,85	6,3

Причем вариант конструкции цепи на рис. 1 во всех случаях представляется более предпочтительным, чем на рис. 2, хотя дистанционные втулки в цепи на рис. 2 играют роль роликов, которые снижают трение между звеньями цепи и зубьями звездочки. Передатки с цепью с шагом $t = 25,4$ мм позволяют обеспечить большее передаточное отношение. Это связано с тем, что поле допуска размеров деталей шарниров цепей с шагом $t = 19,05$ мм и $t = 25,4$ мм одинаково, а шаг второй цепи больше. Сопряжение шарниров цепи по посадке $H11/h11$ позволит обеспечить почти такое же передаточное отношение, как и для цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87. Его оптимальная величина составит $u = 3 \dots 6$. При выборе посадок и $H9/h9$ и $H9/h8$ передаточное отношение можно значительно повысить, до $u = 10$ и выше. Причем достаточно лишь посадки $H9/h9$. Это позволит использовать передачи, оснащенные данной цепью, в приводах с большим передаточным отношением. Однако цепь в этом случае будет несколько дороже ввиду необходимости более точной обработки ее шарниров. Для определения числа зубьев большой звездочки и оптимального передаточного отношения

передачи для всех вариантов, приведенных в табл. 1, следует использовать методику изложенную выше.

Заключение

Приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87 имеют ряд серьезных недостатков, что ограничивает их применение в машиностроении. В настоящее время получили распространение приводные пластинчатые цепи. Они отличаются простотой конструкции и высокой ремонтпригодностью. Диаметры шарниров этих цепей могут быть увеличены почти в два раза, а износ шарниров меньше и он более равномерный. Однако наиболее простая и надежная из данных цепей, приводная пластинчатая цепь с внутренним зацеплением [9], содержащая одинаковые пластины, свободно установленные проушинами на полые свертные валики, тоже имеет определенные недостатки. Основным ее недостатком является низкая долговечность, ввиду большого суммарного износа шарниров, приводящего к сильному удлинению цепи.

С целью повышения долговечности автором предложена приводная пластинчатая цепь [10], в ко-

торой одни из пластин, внутренние или наружные, неподвижно соединены с валиком, а другие пластины соединены с ним шарнирно. Причем диаметр шарниров находится в соотношении с диаметром и длиной шарнира стандартной цепи и диаметром впадины между зубьями звездочки соответствующего шага, силой натяжения ведущей ветви передачи.

Проведена оптимизация параметров передач как со стандартными цепями, так и с предложенной автором цепью, обеспечивающих повышение их долговечности. В этой связи разработана методика определения наибольшего удлинения звеньев стандартных цепей, а также цепи, разработанной автором, из условия износостойкости их шарниров. Также разработана методика, позволяющая определять максимальное число зубьев звездочек по ГОСТ 591—69 и ГОСТ 592—81, с которыми данные цепи, изношенные в определенной степени, способны сохранять зацепление. На этой основе даны рекомендации по выбору оптимального передаточного отношения данных цепных передач.

Передаточное отношение передачи с приводной пластинчатой цепью, разработанной автором, определяется, прежде всего, точностью изготовления ее шарниров. При изготовлении деталей шарниров цепи по 11-му качеству точности можно обеспечить почти такое же передаточное отношение, как и для цепей по ГОСТ 13568—97 и ГОСТ 21834—87. Его оптимальная величина составит $u = 3 \dots 6$. При более точном изготовлении деталей шарниров цепи, например по 9 качеству точности, передаточное отношение можно значительно повысить, до $u = 10$ и выше. Это позволит использовать передачи, оснащенные данной цепью, в приводах с большим передаточным отношением.

Список литературы

1. Zhang S.P., Tak T.O. Efficiency estimation of roller chain power transmission system // Applied Sciences (Switzerland). 2020. Vol. 10. No. 21. P. 7729. <https://doi.org/10.3390/app10217729>
2. Zhao J.T., Wang S.Z., Yang X. Elastodynamic analysis on a long-distance transmission roller chain // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 607. P. 209—212.
3. Kim C.U., Chung J.Y., Song J.I. Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader // Advances in Mechanical Engineering. 2017. Vol. 9. No. 8. P. 1—11. <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>
4. Metilkov S.A., Yunin V.V. Influence of wear of a roller chain on transmission fitness // Russian Engineering Researches. 2008. Vol. 28. No. 8. P. 741—745.
5. Amiruddin H., Abdollah M.F., Mohamad Nizar M.A.D. Measurement of roller chain wear lubricated with palm oil-based hexagonal boron nitride nanoparticles // Industrial Lubrication and Tribology. 2020. Vol. 72. No. 10. P. 1199—1204.
6. Saito R., Noda N.A., Sano D. Fatigue strength analysis and fatigue damage evolution of roller chain // Metals. 2018. Vol. 8. No. 10. P. 847.
7. Wragge-Morley R., Yon J., Lock R. A novel pendulum test for measuring roller chain efficiency // Measurement Science and Technology. 2018. Vol. 29. No. 7. P. 075008.
8. Dasari N., Ramesh K. Analysis of a complex shape chain plate using transmission photoelasticity // Applied Mechanics and Materials. 2012. Vol. 110. No. 116. P. 2623–2627.
9. Усов А.С., Усова Е.В. Патент на изобретение RU 2598115 C1, МПК F16H 7/06. Приводная пластинчатая цепь с внутренним зацеплением. 31.03.2015. Бюл. № 26.
10. Белоусов Ю.В., Мамиева И.А. Патент на изобретение RU 2714413 C1, МПК F16H 7/06. Приводная пластинчатая цепь. 14.02.2020. Бюл. № 15.
11. Белоусов Ю.В., Страшинов С.В. Определение контактных напряжений и зазоров в шарнирах цепных передач // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2018. Т. 19. № 2. С. 147—154. <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2018-19-2-147-154>
12. Belousov Yu. V., Shambina S.L., Rekach F.V. Definition of contact stresses and gaps in the hinges of chain gears // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. P. 012009.
13. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Захаров М.Н. и др. Детали машин: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. 4-е изд., перераб и доп. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
14. Машиностроение: энциклопедия: в 40 т. Т.I–IV. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / ред. кол. Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; под общей редакцией Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение. 1995. 864 с.
15. Патент 37361 Украина: МПК F16G 13/00. Цепная передача.
16. Патент 88356 Украина: МПК F16H 9/00, F16G 13/00. Способ повышения долговечности работы цепных передач.
17. Хабрат Н.И., Умеров Э.Д. Повышение долговечности цепной передачи с увеличенным передаточным отношением // Вестник машиностроения. 2017. № 8. С. 51—53.

References

1. Zhang SP, Tak TO. Efficiency estimation of roller chain power transmission system. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2020;10(21):1-13. <https://doi.org/10.3390/app10217729>
2. Zhao JT, Wang SZ, Yang X. Elastodynamic analysis on a long-distance transmission roller chain. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;607:209—212.
3. Kim CU, Chung JY, Song JI. Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017;9(8):1—11. <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>
4. Metilkov SA, Yunin VV. Influence of wear of a roller chain on transmission fitness. *Russian Engineering Researches*. 2008;28(8):741—745.
5. Amiruddin H., Abdollah M.F., Mohamad Nizar M.A.D. Measurement of roller chain wear lubricated with palm oil-based hexagonal boron nitride nanoparticles. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2020;72(10):1199—1204.
6. Saito R, Noda NA, Sano D. Fatigue strength analysis and fatigue damage evolution of roller chain. *Metals*. 2018;8(10):847.
7. Wragge-Morley R, Yon J, Lock R. A novel pendulum test for measuring roller chain efficiency. *Measurement Science and Technology*. 2018;29(7):075008.
8. Dasari N, Ramesh K. Analysis of a complex shape chain plate using transmission photoelasticity. *Applied Mechanics and Materials*. 2012;110(116):2623—2627.
9. Usov AS, Usova EV. Patent 2598115 Russia: IPC F16H 7/06. Drive plate chain with internal engagement. 31.03.2015. (In Russ.)
10. Belousov YuV, Mamieva IA. Patent 2714413 Russia: IPC F16H 7/06. Drive plate chain. A. 14.02.2020.
11. Belousov YuV, Strashnov SV. Determination of contact stresses and gaps in the joints of chain gears. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2018;19(2):147—154. (In Russ.) <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2018-19-2-147-154>
12. Belousov YuV, Shambina SL, Rekach FV. Definition of contact stresses and gaps in the hinges of chain gears. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2020;841:012009.
13. Andrienko LA, Baykov BA, Zakharov MN, et al. *Details of machines: textbook for universities*. Ryakhovsky OA (ed.). 4th ed. Moscow: Publishing house of the Bauman Moscow State Technical University; 2014. (In Russ.)
14. *Engineering. Encyclopedia*. Vol. I–IV. Reshetov AP, Gusenkov DN, YuN. Drozdov YuN, et al. (eds.). DN Reshetov (general ed.). Details of machines. Structural strength. Friction, wear, lubrication. Moscow: Engineering; 1995. (In Russ.)
15. Patent 37361 Ukraine: IPC F16G 13/00. Chain drive. (In Russ.)
16. Patent 88356 Ukraine: IPC F16H 9/00, F16G 13/00. A method for increasing the durability of chain drives. (In Russ.)
17. Khabrat NI, Umerov ED. Increasing the durability of chain transmission with an increased gear ratio. *Bulletin of mechanical engineering*. 2017;8:51—53. (In Russ.)

Сведения об авторе

Белосов Юрий Вениаминович, доцент кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, кандидат технических наук; eLIBRARY SPIN-код: 7102-6966, Scopus ID: 57192978540; e-mail: juvbelousov@bmstu.ru

About the author

Yuri V. Belousov, Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design, BMSTU, Candidate of Technical Sciences; eLIBRARY SPIN-code: 7102-6966, Scopus ID: 57192978540; e-mail: juvbelousov@bmstu.ru