

The technique of simulation of the thermoelastic processes occurring in the milling machine tool rack at alternating conditions of machining is offered. As a result of a thermal strain of a rack occurs linear and an angular displacement of the spindle axis, leading to drop of machining accuracy. Computer simulation is applied to diagnosing of thermal strains magnitude of a rack because direct method of strains measurements are complicated.

At calculation of sources power of a thermal emission change of cutting conditions during machining of each detail, and also variable cutting forces is considered. The thermoelastic model of the machine tool rack allows to define with an exactitude high scale magnitude of displacement of a spindle axis at known temperature in its front bearing part.

УДК 621.833.3:681

Благодарный В.М., Дремук В.А.

ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЕСА С НАКЛАДНЫМИ ДЕМПФЕРАМИ

Введение. Червячные редукторы являются одними из важнейших элементов приводов многих машин, например, таких как грузоподъемные машины, краны, лифты и т.п. Обычно две трети стоимости привода приходится на червячный редуктор, который после отказа привода, как правило, приходится заменять на новый. Работают в этих машинах червячные редукторы в чрезвычайно напряженных условиях. Частые пуски, остановки, реверс и нередкие перегрузки приводят к увеличению динамических нагрузок, и, как следствие, к довольно быстрому выходу червячного редуктора из строя. При этом основной причиной отказов червячных редукторов является износ рабочих поверхностей зубьев и витков червячной пары. Несмотря на применение совершенных и качественных смазок, полностью предотвратить износ не удается. В статье анализируются причины появления динамических нагрузок, приводящих червячную пару к износу, и даются некоторые рекомендации по их уменьшению.

Основные сведения о червячных передачах. Червячные передачи предназначены для редуцирования скорости при передаче энергии между перекрещивающимися осями, главным образом под углом 90°. Редукторы с червячными передачами широко применяют в приводах различных машин. В приводах кранов, лифтов и других подъемно-транспортных устройств червячные редукторы работают в сложных условиях. Большие переменные нагрузки, частые пуски и остановки, реверс – все это вызывает значительный износ рабочих поверхностей зубьев червячных колес и приводит к потере работоспособности редукторов. Вопросы повышения работоспособности червячных редукторов весьма актуальные и важные. Одним из путей повышения их работоспособности является улучшение свойств смазки, обеспечивающей благоприятные условия работы червячной передачи с точки зрения повышения износостойкости рабочих поверхностей зубьев колес и витков червяков, а также демпфирующей способности, противостоящей ударным импульсам, возникающим при пусках, остановках и реверсе. Считается, что определенный слой смазки, находящийся в контакте между зубом колеса и витком червяка, не только уменьшает коэффициент трения при скольжении поверхностей, но и демпфирует в определенной степени возникающие динамические нагрузки. Демпфирующая способность смазки зависит от ее вязкости и толщины слоя. Сорт смазки влияет на коэффициент трения, наиболее низкие величины коэффициента трения получены у смазок, основанных на растительных маслах. Увеличение вязкости смазки влияет на коэффициент трения подобно увеличению скорости скольжения. С возрастанием вязкости повышается доля жидкостного трения в контакте, но одновременно увеличивается сила вязкого сдвига, определяющая коэффициент жидкостного трения. В результате коэффициент трения падает. С увеличением вязкости смазки растут потери на взбалтывание масла, что ведет к снижению коэффициента полезного действия. При отсутствии в червячной передаче чисто жидкостного трения коэффициент трения будет являться функцией нагрузки, увеличиваясь с ее возрастанием. Резкое увеличение коэффициента трения начинается вследствие возникновения начальной формы заедания в виде повышенного износа зубьев червячного колеса. Основной вид смазки, применяемый в червячных передачах, – смазка окуномением в масляную ванну червяка и червячного колеса. Смазка окуномением или поливанием применяется при окружных скоростях червяка по дели-

тельному цилиндру до 10 м/с вне зависимости от того, что окунается: червяк или червячное колесо.

Червячные передачи имеют много общего с зубчатыми передачами, они тоже относятся к передачам зацеплением, поэтому все, что относится к свойствам зацепления, характерно и для червячных передач. Но есть и существенные отличия червячных передач от зубчатых. Например, если в зубчатых передачах с эвольвентным зацеплением в полюсе зацепления наблюдается лишь относительное качение рабочих поверхностей зубьев колес, то в червячных передачах даже в полюсе зацепления будет лишь скольжение. Червячные передачи отличаются большей плавностью работы по сравнению с зубчатыми за счет того, что в зацеплении находится большее число зубьев колеса, то есть коэффициент перекрытия у червячных передач значительно больше. Как уже было отмечено выше, в червячных передачах поверхности зубьев колес скользят по виткам червяка, поэтому зубчатый венец червячного колеса должен быть изготовлен из антифрикционного материала и должна быть обязательно обеспечена хорошая смазка передачи. Именно в направлении улучшения свойств материалов червячной пары и смазки направлены все усилия инженеров и исследователей [1].

В отличие от зубчатых передач, где вопросам динамики посвящено значительное число работ [3] и где указаны конкретные меры по уменьшению или даже устранению явлений, связанных с динамикой передачи, в червячных передачах так остро вопрос о динамике не поставлен [2].

Традиционным считается решение проблемы уменьшения трения между рабочими поверхностями зубьев колеса и витков червяка всевозможными методами, но в основном подбором материалов пары, их термообработкой и улучшением смазки [1, 4]. Такая точка зрения оправдана в том случае, если червячные редукторы работают в спокойном режиме, без частых пусков и остановов, без реверса. Известно также, и это было отмечено в работе [3], что при пуске нагрузка в передаче увеличивается в 2–3 и более раз по сравнению с номинальной. Это наблюдается также и при реверсивном движении передачи. В этом случае никакая смазка, за исключением твердой, не в состоянии предотвратить локальный контакт рабочих поверхностей зубьев колеса с витками червяка. Смазка выдавливается из зоны контакта, собираясь вокруг него. Происходит упругая и, возможно, некоторая пластическая деформация рабочей поверхности зуба колеса. А так как в это же время происходит скольжение поверхностей в локализованном контакте при высокой нагрузке, возникает температурная вспышка, размягчение материала, увеличение молекулярных сил сцепления из-за высокого контактного давления и, как следствие, заедание. Чаще всего червячные передачи выходят из строя по причине износа зубьев червячного колеса, обусловленного заеданием рабочих поверхностей червячной пары.

Исходя из представленной картины зацепления червячной передачи, можно сделать вывод о двух фазах, происходящих в процессе зацепления зуба червячного колеса с витком червяка. Первая фаза – это удар рабочей поверхности витка червяка о рабочую поверхность зуба червячного колеса, вторая фаза – это относительное скольжение рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса.

В зубчатых передачах удар зубьев пытаются смягчить с помощью конструктивных решений, то есть выполняя зубчатые колеса с пониженной виброактивностью [5]. Как показали исследования, бла-

годаря применению таких конструкций, удается уменьшить динамику передачи на 20–25%. Это дает существенный эффект – значительно повышается работоспособность передачи.

Авторы [6], заимствуя опыт конструирования зубчатых передач пониженной виброактивности, предложили свой ряд конструкций червячных колес пониженной виброактивности.

Упругий промежуточный элемент в червячных передачах.

Более существенным, однако, как для червячных, так и для зубчатых передач является создание промежуточного демпфирующего элемента между ударяющимися рабочими поверхностями витков червяка и зубьев червячного колеса. Слои смазки не обладают достаточной прочностью и упругостью, чтобы обеспечить сопротивление возникающей в передаче динамической нагрузке во время удара и предотвратить локальный контакт металлических поверхностей зуба колеса и витка червяка. Промежуточным элементом должен быть более прочный и упругий материал, который бы обладал следующими основными свойствами:

- сопротивляться динамическим нагрузкам в передаче;
- обладать хорошими антифрикционными свойствами, чтобы при нагрузке и непосредственном контакте с рабочими поверхностями зубьев колес и витков червяка не повредить их при относительном скольжении;
- не вступать в реакции с активными присадками, имеющимися в смазке, не растворяться в смазке;
- иметь хорошие адгезионные свойства;
- работать в высоком диапазоне температур, не изменяя своих свойств;
- сохранять прочность и износостойкость в течение длительного времени.

Такие промежуточные элементы могли бы быть полимерные покрытия на зубьях червячного колеса или на витках червяка, соответствующие по своим свойствам перечисленным выше требованиям, или же кластеры, то есть небольшие частички твердого материала, внесенные в смазку и создающие при работе червячной передачи вместе со смазкой промежуточный слой между зубом червячного колеса и витком червяка.

Некоторые исследователи для улучшения свойств смазки добавляют порошки графита, дисульфида молибдена или алмаза. Дисульфид молибдена растворяется в смазке и потому не может создать промежуточный демпфирующий слой, графит при значительных нагрузках разрушается, а алмазный порошок может внедриться в более мягкую поверхность зуба колеса и начать царапать рабочие поверхности витков червяка, постепенно изнашивая их.

Нанесение полимерного покрытия требует соответствующей технологии и специального оборудования, поэтому этот процесс может быть осуществлен лишь на специализированных предприятиях, где налажено серийное или массовое производство червячных передач.

Направления уменьшения динамической нагруженности червячных передач. Авторы, исходя из анализа данных эксплуатации и испытаний редукторов, пришли к выводу, что наряду с существующими технологиями изготовления червячных передач, имеется, по крайней мере, еще два направления, по которым можно добиться повышения работоспособности червячных редукторов.

Первое направление – это улучшение вибрационных характеристик червячной передачи конструктивными доработками червячного колеса и червяка. Исследования показывают, что вибрация редуктора, возникающая за счет погрешностей изготовления и монтажа, высокой жесткости элементов передачи, вызывает шум при работе редуктора и негативно влияет на его работоспособность. Из-за вибраций происходит соударение зубьев и витков червяка с нерабочими поверхностями, увеличение динамической нагрузки и вследствие этого повышенный износ зубьев колеса. Кроме того, на износ зубьев влияет возникновение ударов при пусках или остановках редуктора, при реверсе передачи. Для уменьшения вибрации и шума авторы предлагают ряд конструктивных элементов, позволяющих уменьшить жесткость зацепления, увеличить податливость элементов передачи.

Второе направление – это улучшение эксплуатационных условий работы червячной передачи. Статистические данные эксплуатации червячных редукторов в различных машинах свидетельствуют о том, что почти 80% редукторов работают в условиях режима частых пусков и остановов, что приводит к перегрузкам в контакте зубьев

колеса и витков червяка, и, как следствие этого, вызывает задиры (заедание) и повышенный износ поверхностей зубьев колеса. Для предотвращения заедания, наиболее опасного вида повреждения зубьев червячных колес, предлагается в качестве промежуточных демпфирующих частиц, находящихся в контакте между рабочими поверхностями зубьев колеса и витков червяка, использовать мелкие частицы фторопласта (0,5–1,5 мм) [7]. Частицы фторопласта обладают высокими антифрикционными свойствами, теплостойкостью, достаточной упругостью и инертностью к химическим воздействиям окружающей среды. Эти частицы, получаемые путем дробления фторопластной стружки (отходов производства) на дробилке, вводятся в смазку, которая используется в редукторе. Кроме демпфирования, частицы выполняют еще роль кластеров, удерживающих вокруг себя смазку.

Из опыта выполнения зубчатых колес пониженной виброактивности известно несколько путей их конструирования [5]:

1. Зубчатые колеса с повышенной податливостью зубьев, дисков, размещенных между венцом и ступицей.
2. Зубчатые колеса, имеющие накладные демпферы.
3. Составные зубчатые колеса, состоящие из венцов и ступиц, соединенных упругими сосредоточенными или размещенными вдоль поверхности разьема элементами.
4. Металлополимерные и полимерные шестерни.
5. Зубчатые передачи, между взаимодействующими элементами которых введены упругие элементы.

Вполне понятно, что не все эти пути пригодны для применения в конструировании червячных колес и червяков. В результате анализа возможности применения этих путей для червячных передач установлено следующее.

Зубчатые колеса первой группы имеют увеличенные по высоте зубья, а также повышенную податливость зубьев, которая достигается за счет наличия канавок во впадинах или модификации впадин по длине [5]. В ряде технических решений повышенная податливость зубьев достигается за счет выполнения продольных, размещенных вдоль плоскости по оси симметрии прорезей или глухих полостей со стороны торцов зубьев, а также кольцевых проточек со стороны торцовых поверхностей, выполненных в непосредственной близости от зубьев.

Конструкции червячных колес пониженной виброактивности. Учитывая то, что червячные передачи, как правило, передают значительные нагрузки, изменять или ослаблять зуб червячного колеса для того, чтобы сделать его более податливым, нецелесообразно. Поэтому первый путь для червячных передач нереален. Второй путь возможен. Обычно червячные колеса выполняют комбинированными, состоящими из зубчатого венца, изготовленного из антифрикционного материала, и тела-диска, изготовленного из стали или чугуна. Это связано, во-первых, с тем, что цветной сплав, применяемый для зубчатого венца, дорог по сравнению со сталью или чугуном, поэтому при значительных размерах колес получается большая экономия материала. Во-вторых, цветные сплавы уступают по прочности сталям и чугунам, поэтому для обеспечения надежной передачи крутящего момента от вала через шпонку или шлиц на червячное колесо сталь или чугун более предпочтительны. И так как червячное колесо состоит лишь из двух частей, то эти части можно соединить между собой промежуточными упругими элементами. Конструкции таких колес показаны на рис. 1. На рис. 1,а приведена конструкция червячного колеса, состоящая из нескольких элементов. Зубчатый венец 1 свободно сидит на диске 2. Крутящий момент от диска 2 передается на зубчатый венец с помощью накладных демпферов 3, которые могут быть закреплены с помощью резьбовых соединений 4 на теле колеса или же на зубчатом венце. Крутящий момент передается за счет момента трения, возникающего между поверхностями демпферов и элементов колеса. Конструкция эта не совсем удачная, так как в процессе работы контактирующие трущиеся поверхности сглаживаются и тогда возможно проскальзывание, необходима периодическая подтяжка резьбовых соединений. Более надежна конструкция, показанная на рис. 1,б. Здесь те же демпферы, однако, в них и в теле колеса выполнены прорези, в которых установлены пружины сжатия. В этой конструкции демпферы жестко соединены с зубчатым венцом. На рис. 1,в показана конструкция червячного колеса, состоящая из зубчатого венца 1, тела 2, свободно сидящем на ступице-диске 3, от которой момент передается на червячное колесо.

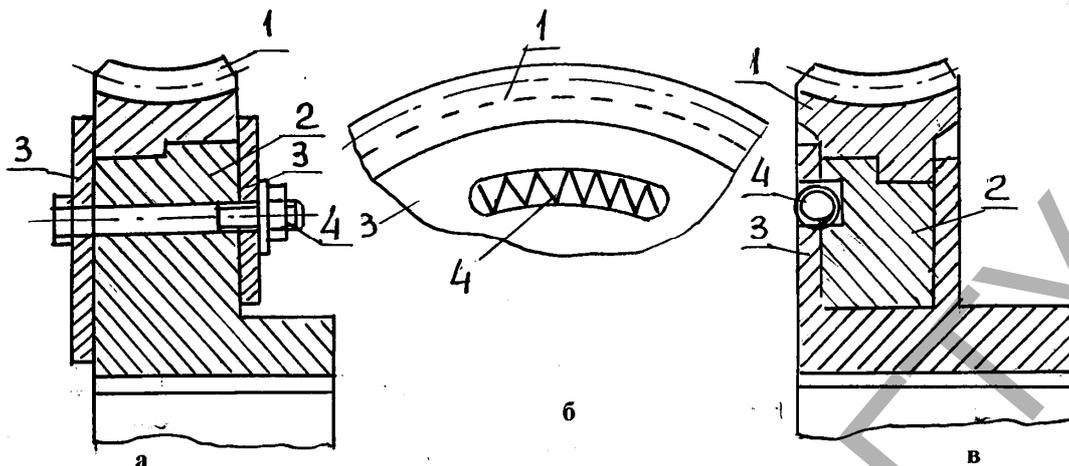


Рис. 1. Червячные колеса с накладными демпферами

Расчет пружин для червячного колеса. Для расчета пружины необходимо наличие следующих данных:

- F_1 – предварительное усилие,
- F_2 – рабочее усилие,
- h – рабочий ход,

V_0 – наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке,

N_F – заданная выносливость,

D_1 – наружный диаметр пружины (по необходимости).

Все эти данные легко найти при расчете червячной передачи. Действительно, предварительное усилие можно принять равным окружному усилию на червячном колесе, найденному при действии на передачу номинального крутящего момента. Рабочее усилие опять-таки равно окружной силе на червячном колесе, но уже с учетом динамической нагрузки, которая может быть в 2–2,5 раза выше номинальной. В предварительных расчетах не следует точно ее определять, можно увеличить номинальную нагрузку ориентировочно в 2–2,5 раза. Рабочий ход пружины равен и несколько больше свободного хода червячной передачи, который подсчитывается по формуле из [8]

$$\Delta C_{\max} = 0,94 \Delta_b S + \sqrt{0,9(\delta S^2 + \Delta_{o1}^2) + 2(\Delta_b a^2 + \Delta_b a_0^2) + \Delta_{p1}^2 + \Delta_{p2}^2}, \quad (1)$$

где $\Delta_b S$ – наименьшее утонение витка червяка;

ΔS – допуск на толщину витка червяка;

$\Delta_b a, \Delta_b a_0$ – верхние предельные отклонения межосевого расстояния в передаче и в обработке;

Δ_{o1} – осевой люфт в опорах вращения червяка;

Δ_{p1}, Δ_{p2} – радиальный люфт в опорах вращения червяка и червячного колеса.

Все числовые значения в формулу (1) берутся из норм допусков на червячные передачи. Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке определяется как частное от деления рабочего хода пружины на время удара, найденное по формуле

$$t_u = \frac{2\sqrt{A_p}}{V_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} (\delta) d\delta}}, \quad (2)$$

где $\delta = \Delta C_{\max} + \delta_1 + \delta_2$ – максимальная совместная деформация зубьев червячного колеса и витков червяка;

ΔC_{\max} – максимальный свободный ход в передаче;

δ_1 и δ_2 – деформации витка червяка и зубьев червячного колеса.

Если принять тела червяка и червячного колеса абсолютно жесткими, то $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и величина деформации пружины должна быть больше величины свободного хода червячной передачи.

Заданная выносливость определяется долговечностью червячной передачи, которая назначается при расчете червячной передачи. Наружный диаметр определяется конструктивно в зависимости от размеров и конструкции червячного колеса. При расчете сил, действующих на пружину, производится некоторое увеличение этих сил ввиду того, что диаметр окружности, по которой расположены пружины, меньше делительного диаметра, по которому определяются окружные силы. Это ведет к некоторому увеличению запаса прочности пружины.

Пружины сжатия разбиты на классы [9]. Отличительными признаками класса являются выносливость рассчитываемой пружины и инерционное соударение витков. Отсутствие последнего определяется отношением $\frac{V_0}{V_k} \leq 1$, где V_0 – наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке, м·с⁻¹; V_k – критическая скорость пружины сжатия (соответствует возникновению соударения витков пружины от сил инерции), м·с⁻¹;

ее определяют по таблице 1 [9]. Классы пружин в зависимости от нагрузки F_3 при максимальной деформации, диаметре проволоки и максимальных касательных напряжениях делятся на разряды.

Таблица 1. Классы пружин сжатия и их выносливость

Класс пружины	Нагружение	Выносливость, циклы	Инерционное соударение витков
1	Циклическое	$1 \cdot 10^7$	Отсутствует
2	Циклическое и статическое	$1 \cdot 10^5$	Отсутствует
3	Циклическое	$1 \cdot 10^3$	Допускается

Основные нагрузочные характеристики пружины сжатия можно видеть на диаграмме, изображенной на рис. 2. Геометрические параметры и силовые характеристики определяются по следующим зависимостям:

- сила пружины при максимальной деформации – $F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta}$;
- относительный инерционный зазор $\delta = 1 - \frac{F_2}{F_3}$, для пружин сжатия 1 и 2 класса $\delta = 0,05$;

- сила предварительного напряжения – $F_0 = (0,1 - 0,25) F_3$, Н;
- диаметр проволоки d , мм, жесткость одного витка c_1 , Н·мм⁻¹;

- максимальная деформация одного витка пружины c_3 , мм;
- максимальное касательное напряжение пружины τ_3 , МПа, выбираются из таблиц стандарта на пружины;

- критическая скорость пружины сжатия $v_k = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)}{\sqrt{2G\rho \cdot 10^{-3}}} \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$;

- модуль сдвига – для пружинной стали $G = 7,85 \cdot 10^4$ МПа;
- динамическая (гравитационная) плотность материала $\rho = 8 \cdot 10^3$, Н·с²·м⁻⁴;

- жесткость пружины – $c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{Gd^4}{8D^3n}$;

- средний диаметр пружины $D = D_1 - d = D_2 + d$, мм;

- число рабочих витков пружины $n = \frac{c_1}{c}$;

- полное число витков пружины $n_1 = n + n_2$, где n_2 – число опорных витков;

- индекс пружины $i = \frac{D}{d}$;

- деформация пружины, мм, предварительная $s_1 = \frac{F_1}{c}$, рабочая

$$s_2 = \frac{F_2}{c}, \text{ максимальная } s_3 = \frac{F_3}{c};$$

- длина пружины, мм;

при максимальной деформации $l_3 = (n_1 + 1 - n_3) / d$,

где n_3 – число обработанных витков; в свободном состоянии $l_0 = l_3 + s_3$;

при предварительной деформации $l_1 = l_0 - s_1$;

при рабочей деформации $l_2 = l_0 - s_2$;

- шаг пружины в свободном состоянии $t = s_3 + d$, мм;

- коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины

$$k = \frac{4i - 1}{4i - 4} + \frac{0,615}{i}$$

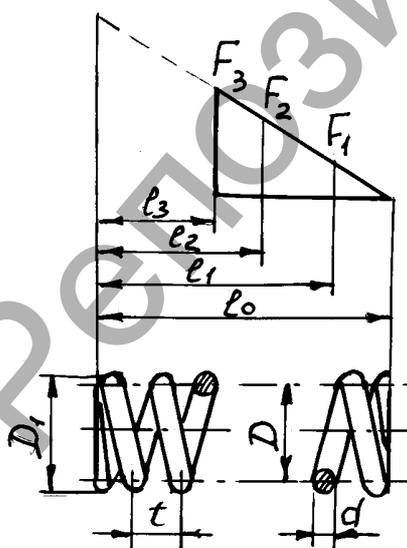


Рис. 2. Диаграмма пружины сжатия

Независимо от количества установленных пружин расчет проводится так, как будто бы установлена лишь одна пружина. Получаю-

щаяся в результате этих расчетов некоторая недогрузка пружин идет в запас прочности.

Итак, последовательность расчета и подбора пружин для червячного колеса пониженной виброактивности может быть следующей:

- определяется максимальный свободный ход червячной передачи по формуле (1), он будет соответствовать рабочему ходу пружины;
- определяется номинальный момент, передаваемый червячным колесом, а также силы, действующие в червячной передаче;
- определяется динамическая нагрузка на червячное колесо, эта нагрузка будет соответствовать максимальной силе, действующей на пружину; при предварительных расчетах можно принять динамическую нагрузку в 2–2,5 раза больше номинальной;
- определяется время действия пружины, которое соответствует времени удара зубьев червячного колеса о витки червяка, определяется по формуле (2);
- определяется наибольшая скорость перемещения конца пружины V_0 и критическая скорость соударения витков пружины V_k ;
- выбирается диаметр проволоки и диаметр пружины исходя из размеров червячного колеса;
- определяется максимальная деформация пружины при нагрузке F_3 ;
- определяется класс и разряд пружины;
- по найденным параметрам разрабатываются рабочие чертежи червячного колеса пониженной виброактивности и пружины сжатия.

Заключение. Теоретический анализ динамики ударного процесса, происходящего в червячной передаче во время реверса, пусков и остановов, позволяет получить основные зависимости, связывающие параметры удара: силу, скорость, ускорения и время с параметрами ударной системы.

Показано, что для смягчения и предотвращения удара следует между зубьями колеса и витками червяка поместить упругий промежуточный элемент, который будет служить демпфером ударной системы и в то же время обеспечивать минимальный коэффициент трения при относительном скольжении рабочих поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Характер соударения витков червяка и зубьев колеса зависит от типа и свойств упругого промежуточного элемента.

Снижение виброактивности червячных передач, повышающее их долговечность возможно осуществить с помощью применения новых оригинальных конструкций червячных колес, в которых внедрены упругие элементы, воспринимающие динамические нагрузки.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бершадский, Л.И. Химмотология смазки в передачах зацеплением / Л.И. Бершадский, Л.С. Заманский // Проблемы трения и изнашивания. – Киев, 1980. – № 18. – С. 89–94.
2. Редукторы и мотор редукторы общемашиностроительного применения / Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко [и др.] – М.: Машиностроение, 1984. – 473 с.
3. Часовников, Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные) / Л.Д. Часовников. – М.: Машиностроение, 1968. – 487 с.
4. Бойко, Л.С. Опыт повышения нагрузочной способности редукторов общего назначения / Л.С. Бойко [и др.] – Киев: Знание, 1978. – 8 с.
5. Берестнев, О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса / О.В. Берестнев. – Минск: Наука и техника, 1983.
6. Blagodarny V., Pavlenko S. Nové konštrukcie závitovkových kolies so zmenšenou vibráciou // Nové smrtly vo výrobných technológiach 2000: 5. Medzinárodná konferencia. – Prešov, SR. – S. 490–492.
7. Blagodarny V. Klasterná smazka dlhá ťaželonagružených uzlov trenia mašin // Nové smrtly vo výrobných technológiach 1999: 4 Medzinárodná konferencia. – Prešov, SR. – S. 46–48.
8. Вейц, В.Л. Расчет механических систем приводов с зазорами / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, Г.В. Царев. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
9. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н.Макейчик. – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.

The results of theoretical analysis of the reverse worm gears. It is shown that the reverse worm gear having dynamic loads, which lead to wear of teeth of worm wheel. To increase the longevity of worm gears should apply a cluster lubrication or special designs worm vibrations.

УДК 621.91.002

Медведев О.А., Рожков Ю.В.

ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ СБОРОЧНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МАШИН, СОДЕРЖАЩИХ ТОНКИЕ КОМПЕНСАТОРЫ

Введение. Наиболее широкое применение в машиностроении получила разновидность метода регулирования, основанная на быстром ступенчатом изменении одного из составляющих звеньев сборочной конструкторской размерной цепи (неподвижного компенсатора) в виде набора тонких прокладок. Этим изменением компенсируется суммарное отклонение остальных составляющих звеньев, которые изготавливаются с расширенными, экономически приемлемыми допусками.

Без компенсатора суммарное поле рассеяния составляющих

звеньев не должно превышать допуска замыкающего звена. При этом они должны быть частично совмещены, путем коррекции номинала одного из составляющих звеньев. Таким образом, за счет допуска замыкающего звена компенсируется часть суммарного поля рассеяния составляющих звеньев (величины компенсации), равная (в идеале) этому допуску. При использовании одной прокладки аналогичным образом можно компенсировать, еще такую же часть суммарного поля рассеяния составляющих звеньев (без учета рассеяния толщины прокладки), примыкающую к первой, и так далее.

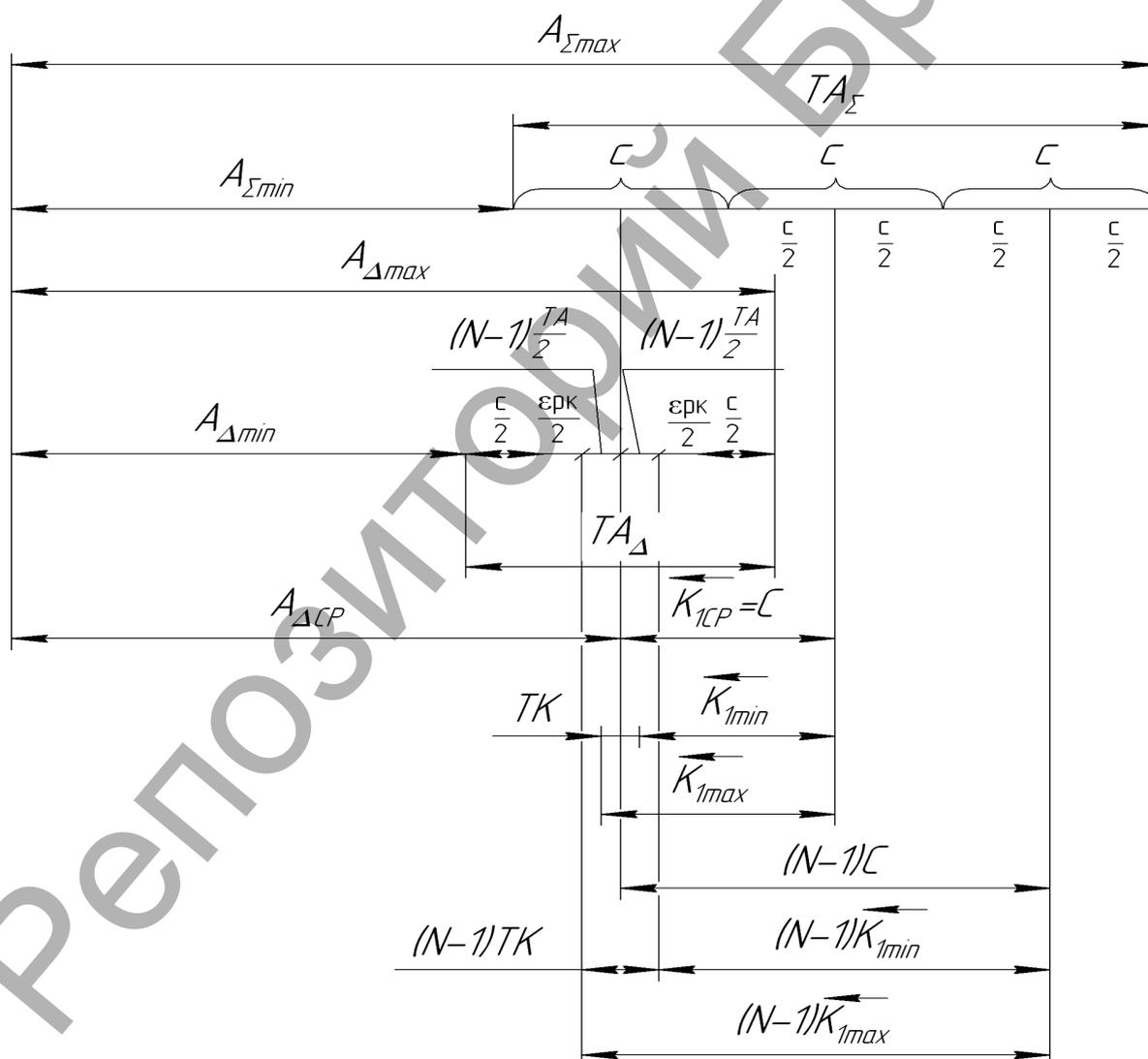


Рис. 1. Схема компенсации суммарного поля рассеяния составляющих звеньев регулированием комплектом одинаковых тонких уменьшающих компенсаторов

Медведев Олег Анатольевич, к.т.н., заведующий кафедрой технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Рожков Юрий Владимирович, инженер по подготовке производства СП ОАО «Брестгазоаппарат», магистр.