

ЗУБЧАТО-РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА С ГИПЕРБОЛОИДНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

С. С. Прокшин¹, С. М. Минигалеев², В. Р. Мухамадеев³

¹ ssp-41@mail.ru, ² msergem@mail.ru, ³ vener_muhamadeev@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 07.11.2016

Аннотация. В статье рассмотрены предложения по повышению нагрузочной способности зубчато-реечной передачи (ЗРП). Предложена конструкция передаточного трехзвенного механизма для обратимого преобразования вращательного движения в поступательное.

Ключевые слова: рейка зубчатая, колесо червячное, напряжения контактные и изгибные, нагрузочная способность.

ВВЕДЕНИЕ

Применение зубчато-реечной передачи (ЗРП) со стандартным эвольвентным зацеплением по ГОСТ 13755-81 известно и привлекательно своей простотой механизма и технологичностью. Однако примеры использования таких передач в условиях высоких нагрузок, показывают на актуальность создания передач с более высокой нагрузочной способностью, которая может быть достигнута заменой обычного вида зацепления на зацепление, обеспечивающего восприятие нагрузки большей длиной контактных линий. В сочетании с применением технологий, обеспечивающих повышение допустимых напряжений в контакте за счет повышения твердости контактирующих поверхностей при соблюдении высоких показателей точности.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Известно использование ЗРП в механизме поворота стрелы бетононасоса, производимого, например, Туймазинским предприятием «ОАО Туймазинский завод автобетоновозов». Анализ характера повреждений шестерни и зубчатой рейки, зацепление которых соответствует ГОСТ 13755-81, выполненных из стали с твердостью не более 350НВ, показывает интенсивный износ элементов передачи, проявляющийся в виде отделения от активных поверхностей продуктов износа в виде игл (соломки). Кроме того, на поверхностях зубьев рейки и колеса проявляются признаки заедания в сочетании с пластическим деформированием. Причина такого явления состоит в отделении микронеровностей, появляющихся в процессе изготовления по общепринятой

технологии и расположенных вдоль поверхностей зубьев, в результате воздействия сил трения, достаточных для появления напряжений среза, превышающих предельные.

Борьба с этим явлением путем использования смазок и покрытий в условиях открытой передачи положительного результата не обеспечила.

По мнению авторов, нагрузочная способность может быть существенно повышена за счет применения, например, гиперболоидного зацепления, используемого в червячных передачах. При этом увеличивается длина контактных линий, а зубья колеса, входящего в зацепление с рейкой, оказываются более прочными при действии изгибных напряжений, за счет его дуговой формы.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача, предлагаемая к достижению эффекта повышения нагрузочной способности ЗРП, может быть решена в обычной передаче по исходному контуру ГОСТ 13755-81 двумя способами – увеличением длины контактных линий или радикальным изменением механических свойств материалов. Объективное рассмотрение этих вариантов определяет выбор в пользу совершенствования зацепления, поскольку резервы по свойствам материалов по технологическим и компоновочным решениям исчерпаны.

Нагрузочная способность любой передачи зацеплением зависит от механических характеристик материалов взаимодействующих элементов, сочетания радиусов кривизны в контакте и от длины контактных линий. При прочих равных условиях передача с большей длиной

контактных линий имеет преимущество перед другими.

3. РЕШЕНИЕ ПОСТАВЛЕННОЙ ЗАДАЧИ

Одним из возможных способов достижения высокой нагрузочной способности ЗРП является замена обычного зацепления по исходному контуру ГОСТ 13755-81, применяемому в большинстве реально существующих механизмов с прямозубой или косозубой зубчатой рейкой на зацепление гиперболоидное второго рода, известному благодаря широкому использованию в червячных передачах.

Недостаточная нагрузочная способность обычной ЗРП обнаружена в механизме поворота стрелы бетононасоса. Схема этого механизма показана на рис. 1.

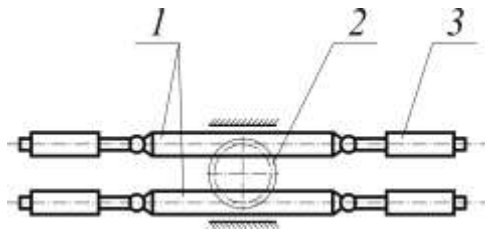


Рис. 1. Схема механизма

Две зубчатые рейки 1 посредством эвольвентного зацепления с колесом 2 взаимодействуют за счет работы 4-х гидроцилиндров 3. Система стрелы бетононасоса создает большой момент сопротивления при пуске и торможении, воспринимаемый двумя зацеплениями.

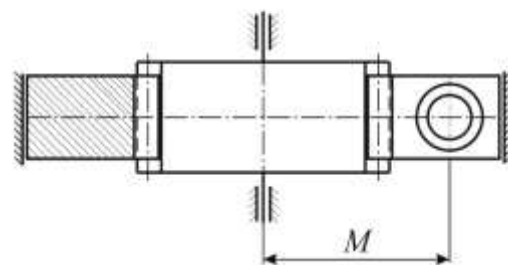
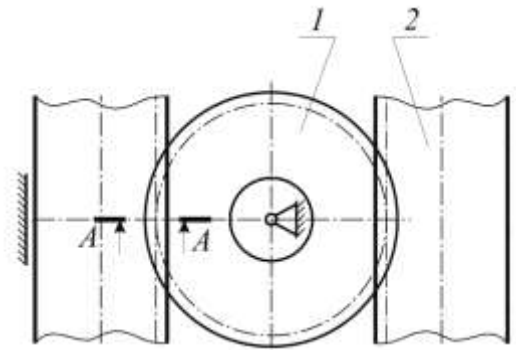
Характер повреждения зубьев рейки ЗРП весьма специфичен и описан выше.

Предлагается передача с гиперболоидным зацеплением зубчатой рейки в виде фрагмента стандартного червяка, соответствующего исходному контуру по ГОСТ 19036-81 и червячного колеса. Возможно использование исполнений червяков в соответствии с типами ZA, ZN1 или ZN2, в зависимости от предпочтительной технологии их изготовления на конкретном предприятии и от требований к точности зацепления. Доказательство повышения нагрузочной способности предлагаемой передачи ЗРП приводим на базе сравнения ее свойств с базовым вариантом, используемым в реальной конструкции.

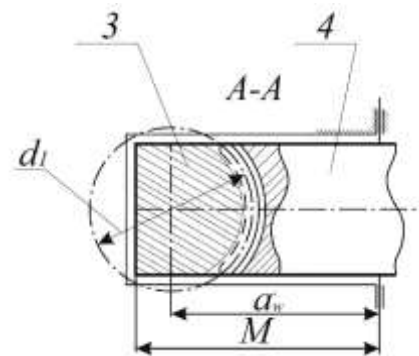
Схемы сопоставляемых передач показаны на рис. 2.

Обычная ЗРП с двумя рейками 1, зацепляющимися с колесом 2 показана на рис. 2, а, предлагаемая – на рис. 2, б по сечению А-А. Здесь рейка 3 имеет зубья в форме витков червяка, которые входят в зацепление с зубьями

обычного червячного колеса 4. При этом образуется гиперболоидное зацепление второго рода [1].



а



б

Рис. 2. Схемы передач:

а – обычная зубчатая реечная передача;
б – передача с гиперболоидным зацеплением

Сопоставление нагрузочной способности ЗРП передачи с обычным зацеплением и зацеплением гиперболоидным (второго рода) можно выразить в виде допускаемой нагрузки, распределенной по контактным линиям с учетом разницы в допускаемой нагрузке на контакт, определяемой на основе формула Герца, принимая во внимание особенности в определении допускаемых контактных напряжений, а именно:

– для прямозубой эвольвентной передачи допускаемое контактное напряжение выбирается меньшим из двух, определяемых для рейки и зубчатого колеса, то есть

$$[\sigma]_{ЗРП} = [\sigma_H]_{\min};$$

– для гиперболоидного зацепления, учитывая косое расположение зубьев (витков) на рейке и колесе

$$[\sigma_H]_{ГП} = 0,5 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

Принимая механические характеристики материалов реек и колес одинаковыми в соответствии с ГОСТ 21354-87, для случая, когда твердость рабочих поверхностей реек 55 HRC, а для червячного колеса и колеса прямоугольного соответственно НВ 320, имеем:

для прямого зацепления $[\sigma_H]_{ПР} = 710$ МПа; для гиперболоидного при – $[\sigma_H]_1 = 1135$ МПа (рейка-червяк), $[\sigma_H]_2 = 710$ МПа (червячное колесо), $[\sigma_H]_{ГП} = 922$ МПа.

Используя формулу Герца для линейного контакта, получим выражение для предельного значения нормальной нагрузки на контакт $[F_n]$ в виде:

$$[F_n] = \frac{b \cdot \rho_{ЗРП}}{0,418^2} \cdot [\sigma_H]^2,$$

где: b – длина контактной линии; $\rho_{ЗРП}$ – приведенный радиус кривизны; E – приведенный модуль упругости, принято $E = 0,215 \cdot 10^6$ МПа.

Особенности геометрии зацеплений ЗРП и передачи с гиперболоидным зацеплением создают ситуацию, характеризующуюся следующими значениями переменных.

Для обычной передачи ЗРП, к примеру, выполненной с цилиндрическим колесом $z_2 = 24$ и модулем $m = 12$ мм при угле зацепления $\alpha_w = 20^\circ$, длина контактной линии в зоне однопарного зацепления $b = b_w = 100$ мм, а приведенный радиус кривизны определяется по формуле

$$\rho_{ЗРП} = \frac{d_{w2} \cdot \sin \alpha_w}{2} = \frac{m \cdot z_2 \cdot \sin 20^\circ}{2} = 49,2 \text{ мм.}$$

В качестве аналога приводится передача, составленная из рейки-червяка и червячного колеса со следующими параметрами (см. рис. 2, б):

q – коэффициент диаметра, принят 12,5;

z_1 – число витков червяка, $z_1 = 1$;

z_2 – число зубьев червячного колеса, принято $z_2 = 24$;

m – модуль зацепления, $m = 12$ мм

b_1 – ширина зубчатой рейки, $b_1 = 100$ мм.

Монтажные размеры (см. рис. 2) у сопоставляемых передач совпадают, во всех прочих отношениях геометрические параметры передач вполне идентичны.

В рассматриваемом аналоге суммарная длина контактных линий соответствует выражению

$$b = l_\Sigma = \frac{d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi}{\cos \gamma} = \frac{q \cdot m \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi}{\cos \gamma},$$

где δ – половина угла обхвата червяка (рейки), в нашем примере $\delta = 0,8$ рад; ε_α – коэффициент перекрытия, определяемый по формуле [2]

$$\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9) / 2,95.$$

Вычисления показывают $\varepsilon_\alpha = 1,804$;

ξ – коэффициент уменьшения длины контактных линий, принято, $\xi = 0,75$;

γ – угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре витка червяка, известно, что $\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q$, $\gamma \approx 4,570^\circ$.

Соотношение длин контактных линий в соответствии с $b = b_w$ для обычной ЗРП определяется формулой

$$\frac{l_\Sigma}{b_w} = \frac{q \cdot m \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi}{b_w \cdot \cos \gamma}.$$

В результате вычислений по которой получен результат

$$\frac{l_\Sigma}{b_w} = 1,698.$$

Приведенный радиус кривизны $\rho_{ГП}$ может быть получен из зависимости

$$\rho_{ГП} = \frac{m \cdot z_2 \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{12 \cdot 24 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot \cos 4,57^\circ} = 49,4 \text{ мм.}$$

Сравнение нагрузочной способности рассматриваемых зацеплений требует количественной оценки, поэтому в данной работе приведены расчеты на примере реальных передач, используемых в машиностроении.

Подстановка параметров для рассматриваемых передач в выражение, полученное из формулы Герца, дает возможность найти предельную нормальную силу в зацеплении, а также оценить соотношение, характеризующее повышение нагрузочной способности для рассматриваемых передач в виде

$$\frac{[F_n]_{ГП}}{[F_n]_{ЗРП}} = \frac{q \cdot m \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi}{b_w \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{\rho_{ГП}}{\rho_{ЗРП}} \left(\frac{[\sigma_H]_{ГП}}{[\sigma_H]_{ЗРП}} \right)^2,$$

где $[F_n]_{ГП}$ и $[F_n]_{ЗРП}$ – допускаемая нормальная нагрузка, соответственно для передачи с гиперболоидным зацеплением и для обычной ЗРП.

Вычисления показывают, что это соотношение равно 2,87.

Интересно рассмотреть соотношения моментов на колесах зубчато-реечных передач, выполненных по различным типам зацеплений, которое определится как отношение окружных сил $F_{ГП}$ и $F_{ЗРП}$, действующих на колеса передач, которое представляется в виде

$$\frac{d_{w2ГП} \cdot F_{nГП}}{d_{w2ЗРП} \cdot F_{nЗРП}} = \frac{[F_n]_{ГП} \cos \alpha_w \cdot \cos \gamma}{[F_n]_{ЗРП} \cos \alpha_w} = \frac{[F_n]_{ГП} \cdot \cos \gamma}{[F_n]_{ЗРП}}$$

Изгибная прочность колес рассматриваемых передач может стать причиной ограничения ее нагрузочной способности. Для оценки используются следующие зависимости:

для прямозубого колеса обычной ЗРП

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_{tЗРП} \cdot K_F}{b_w \cdot m} \cdot Y_F$$

Принимая коэффициент нагрузки $K_F = 1$, далее

$$F_t = [F_n] \cdot \cos \alpha_w = \frac{b_w \cdot \rho_{ЗРП} \cdot [\sigma_H]^2}{0,418^2 \cdot E}$$

$$= \frac{100 \cdot 49,2 \cdot 710^2}{0,418^2 \cdot 0,215 \cdot 10^6} = 66022 \text{ Н.}$$

При значении коэффициента формы зуба $Y_F = 4$ (ГОСТ 21354-87).

Для передачи с гиперболическим зацеплением напряжения изгиба в основании зубьев колеса при условном числе зубьев $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$ определяем по формуле

$$\sigma_{F_2} = \frac{0,7 \cdot F_{tГП} \cdot K_F}{b_2 \cdot m} = \frac{0,7 \cdot q \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \rho \cdot \cos \alpha_w \cdot Y'_F}{0,418^2 \cdot E \cdot b_w} [\sigma_H]_{ГП}^2$$

Принимая коэффициент формы зуба $Y'_F = 1,88$ по материалам [1], после вычислений получим $\sigma_{F_2 ГП} = 187 \text{ МПа}$.

Приведенные расчеты показывают на невысокий уровень напряжений изгиба в передаче с гиперболическим зацеплением.

Полученные значения напряжений изгиба убедительно доказывают преимущества гиперболического зацепления, поскольку при нагрузке на зубья обычной прямозубой рейки, равной окружной силе гиперболической передачи $F_{tГП}$, максимальные напряжения изгиба $\sigma_{F \max} \approx 630 \text{ МПа}$, что делает поломку зубьев рейки неизбежной.

Во всех расчетах показатели точности передач, распределение нагрузки по ширине венцов зубчатого и червячного колеса, а также динамические нагрузки не рассматривались, что, однако, не исключает проведение объективного сравнительного анализа их нагрузочной способности.

Статическое исследование передачи дает возможность найти нагрузки на элементы передачи, взаимодействующие в зацеплении, нагрузки на опоры, а также оценить потери механической энергии и КПД [3].

На рис. 3 показана схема передачи. Взаимодействие в зацеплении происходит под действием распределенной по зубьям нагрузки, равнодействующей которой F_{n1} и F_{n2} , приложенные в полюсе зацепления, можно представить в виде векторной суммы. В выбранной системе координат можно записать:

$$\overline{F_{n1}} = \overline{F_{x1}} + \overline{F_{y1}} + \overline{F_{z1}};$$

$$\overline{F_{n2}} = \overline{F_{x2}} + \overline{F_{y2}} + \overline{F_{z2}}.$$

Условие опирания колеса-опоры, допускающее только его вращение без осевого смещения по оси X . Рейка взаимодействует с опорами, исключая перемещения в направлениях осей X и Y .

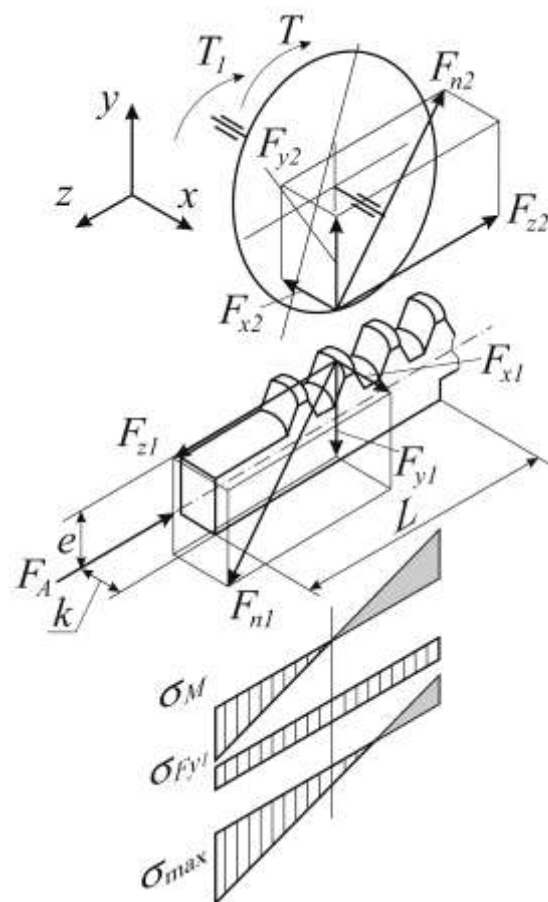


Рис. 3. Схема для статической оценки параметров передачи с гиперболическим зацеплением

Модули векторов, входящих в эти уравнения, можно найти обычными способами [1], т.е. обозначив $\eta_{зац}$ – КПД зацепления, а η_n – КПД подшипников, запишем, момент на червячном колесе при моменте T_1 на вале колеса $T = T_1 \cdot \eta_n$, а составляющие нормального усилия определяются следующим образом:

$$F_{z2} = \frac{2 \cdot T}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot T}{m \cdot z_2}; \quad F_{z1} = F_{z2} / \eta_{\text{защ}};$$

$$F_{y2} = F_{z2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_{y1} = F_{y2} / \eta_{\text{защ}};$$

$$F_{x2} = F_{z2} \cdot \operatorname{tg} \gamma; \quad F_{x1} = F_{x2} / \eta_{\text{защ}}.$$

Значение угла подъема винтовой линии на делительном диаметре d_1 рейки найдено ранее.

В полученных равенствах полезное усилие создается на рейке и составляет $F_{z1} = F_A$. Прочие составляющие создают сопротивления, которые, приняв соответствующее значение коэффициента трения f , можно найти из следующих выражений.

Для рейки сопротивления от сил F_{y1} и F_{x1} составляют

$$F'_f = f(F_{y1} + F_{x1}).$$

С учетом момента M , создаваемая силой F_A на плече e дополнительная нагрузка F''_f , определится как

$$F''_f = \frac{f \cdot M}{L} = \frac{f \cdot e \cdot F_A}{L}.$$

В целом сопротивление для рейки можно выразить в виде

$$F_f = F'_f + F''_f.$$

Давление, оказываемое на опоры рейки, можно представить в виде эпюр нормальных напряжений от силы F_{y1} и от момента M , суммирование которых даст значение σ_{\max} в форме

$$\sigma_{\max} = \sigma_M + \sigma_F = \frac{e \cdot F_A}{W_x} + \frac{F_{y1}}{S}.$$

В этом выражении момент сопротивления площадки $S = k \cdot L$ определяется по формуле

$$W_x = \frac{k \cdot L^2}{6},$$

где L – длина контактной площадки; k – ширина, равная размеру опорной части рейки.

Интенсивность изнашивания опорной части рейки пропорциональна значению σ_{\max} , что оказывает влияние на ресурс механизма в целом. Кроме того, возможна оценка условия невыдавливания смазки из зазора между опорой и рейкой.

Численная оценка воздействия на опоры рейки показывает на напряжения в контакте с максимальным значением $\sigma_{\max} = 0,6\text{--}0,8$ МПа.

Для колеса сила F_{x2} , приложенная к его зубчатому венцу, при воздействии на опорную часть конструкции (см. рис. 2, б) создает дополнительное сопротивление в виде

$$F''_f = \frac{f \cdot d_w}{2} F_{x2}.$$

Общее фрикционное сопротивление можно представить в форме

$$F_f = F'_f + F''_f + F'''_f,$$

а работу сил трения за один оборот колеса как

$$A_f = \pi \cdot d_2 \cdot (F'_f + F''_f + F'''_f).$$

Оценку КПД механизма выразим в виде отношения работы силы F_A за исключением работы сил трения к работе силы F_A . Получаем

$$\eta = \frac{A - A_f}{A} = \frac{F_A \cdot \pi \cdot d_2 - \pi \cdot d_2 \cdot (F'_f + F''_f + F'''_f)}{F_A \cdot \pi \cdot d_2},$$

окончательно

$$\eta = \frac{F_A - (F'_f + F''_f + F'''_f)}{F_A}.$$

Вычисления по этому выражению при коэффициенте трения $f = 0,06\text{--}0,08$ (пара сталь-сталь со смазкой) дает значение КПД $\eta = 0,94\text{--}0,95$.

Прототип передачи представлен на рис. 4.

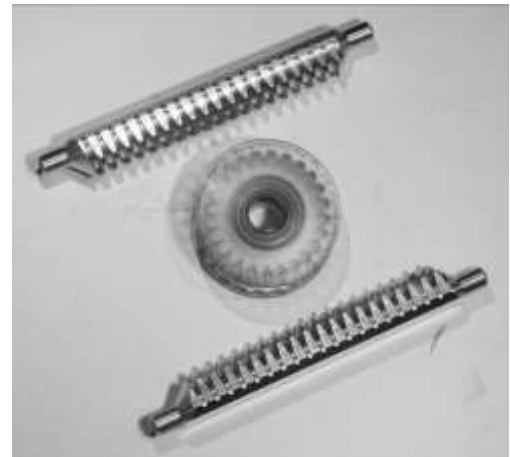
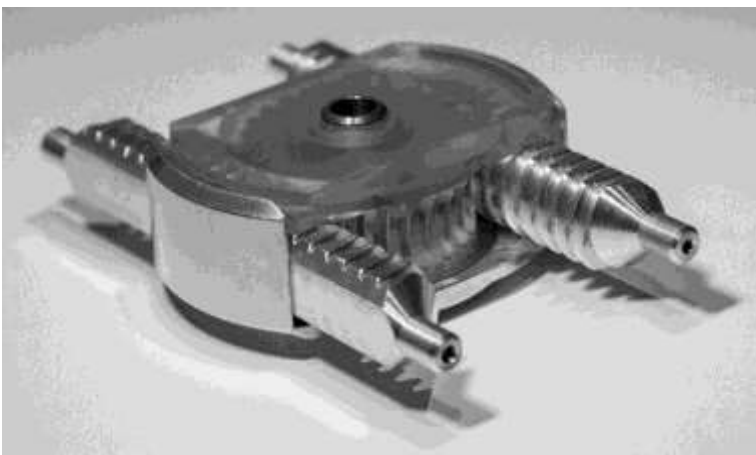


Рис. 4. Прототип предлагаемой ЗРП

ВЫВОДЫ

1. Анализ рассмотренных вопросов зацеплений показывает на возможность реализации большого резерва нагрузочной способности за счет использования гиперболоидного зацепления рейки и колеса в ЗРП.

2. Нагрузочная способность передач ограничена контактной прочностью и выносливостью рабочих поверхностей зубьев колес и реек. Изгибная прочность зубьев в рассмотренных зацеплениях нагрузочную способность не лимитирует.

3. Простейшим вариантом можно считать архимедов червяк ZA по ГОСТ 19036-81, однако при повышенных требованиях к нагрузочной способности и точности предположительно применение конволютных червяков ZN1 или ZN2, с твердостью 45–55HRC. При этом обеспечивается возможность шлифования рабочих поверхностей витков на обычных резьбошлифовальных станках инструментом с прямолинейной режущей частью.

4. Нагрузочная способность передачи с гиперболоидным зацеплением, установленная сравнением реальной передачи бетононасоса, выполненной с прямозубой рейкой в одинаковых габаритах показала увеличение в 2,87 раза выше, чем у прототипа.

5. В целях снижения потерь от давления сил в зацеплении на опоры рейки, использование зацепления с числом витков $z_1 > 1$, а также с малыми значениями коэффициента диаметра q нецелесообразно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев В. Н. Зубчатые и червячные передачи // Справочник металлиста. В 5 т. М.: Машиностроение, 1976, Т. 1. С. 584–699. [Kudryavtsev V. N. Tooth and worm gears//Reference book of the metalworker. In 5 t. M.: Mechanical engineering, 1976, T. 1. С. 584–699.]

2. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение, 1995. Детали машин. Конструктивная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 / под общ. ред. Д. Н. Решетова. [Mechanical engineering. Encyclopedia. M.: Mechanical engineering, 1995. Details of cars. Constructive durability.

Friction, wear, lubricant. Т. IV-1 / under a general edition of D. N. Reshetov.]

3. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974. 204 с. [Reshetov D. N. Working capacity and reliability of details of cars. M.: The higher school, 1974. 204 pages]

ОБ АВТОРАХ

ПРОКШИН Сергей Сергеевич, доц. ОКМиМ, дипл. инж. по АД (1964 г. УАИ). Канд. техн. наук по ДМ, КМИ, 1981. Иссл. в обл. механических трансмиссий авиац. техники и транспортных средств.

МИНИГАЛЕЕВ Сергей Мунирович, доц. каф. ОКМиМ, дипл. инж. по АД и ЭУ (1997, УГАТУ). Канд. техн. наук по АД и ЭУ (УГАТУ, 2002). Иссл. в обл. триботехники и повышения эффективности лезвийной обработки.

МУХАМАДЕЕВ Венер Рифкатович, стар. препод. каф. ОКМиМ. Дипл. маг. техн. и технол. (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. износостойкости режущего инструмента.

METADATA

Title: The gear rack-and-pinion with hyperboloidal gearing.

Authors: S.S. Prokshin, S.M. Minigaleev, V.R. Muhamadeev.

Affiliation: Ufa State Aviation Technical University (USATU), Russia.

E-mail: vener_muhamadeev@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU, (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University). vol. 20, no. 4(74), pp. 32–37, 2016. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: In article offers on increase in load ability of the gear rack-and-pinion (GRAP) are considered. The design of the transmission three-unit gear for reversible transformation of rotary motion to forward is offered.

Key words: toothed rack, wheel worm, tension contact and flexural, load ability.

About authors:

PROKSHIN, Sergey Sergeevich, Cand. of Tech. Sci., associate Prof. Dept. of Bases of Constructing of Mechanisms and Machines of USATU.

MINIGALEEV, Sergey Munirovich, Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2002), associate Prof. Dept. of Bases of Constructing of Mechanisms and Machines of USATU.

MUHAMADEEV, Vener Rifkatovich, senior lecturer of the department of bases of constructing of mechanisms and machines of UGATU