

УДК 622.232.72

Л. В. ЛУКИЕНКО, В. В. ИСАЕВ

Новомосковский институт (филиал) ФГБОУ «Российский
химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева», Россия

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ СИСТЕМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

В работе на основе проведённых аналитических и экспериментальных исследований представлены результаты расчетов тяжело нагруженных зубчато-реечных передач, предназначенных для перемещения технологических машин. Подготовлены рекомендации по выбору параметров проектируемых передач, обеспечивающих их повышенный ресурс.

Введение. Широкое распространение различных конструкций технологических машин, в которых для перемещения используют зубчато-реечные передачи, приводит к необходимости исследования процесса их работы и создания уточненного метода расчета силовых характеристик взаимодействия колеса, имеющего радиусный профиль зубьев, с зубьями или цевками тяговой рейки; разработке аппарата анализа их параметров для выявления их достоинств и недостатков.

Конструктивные особенности зубчато-реечных систем перемещения и опыт их эксплуатации достаточно подробно описаны в работе [1]. В результате проведенных аналитических исследований [2] показано, что зубчатые рейки в силу особенностей своей геометрии более перспективны по сравнению с цевочными. Цель работы состоит в совершенствовании методики проектирования зубчато-реечных систем перемещения технологических машин на основе установления закономерностей влияния конструктивных и технологических факторов на формирование режимов работы для обоснования силовых и кинематических параметров привода.

Нахождение геометрических параметров передачи. Исходными данными для анализа являются: шаг зацепления P_p , угол зацепления α_{2-p} , высота зуба рейки H_p , ширина зуба рейки по вершине S_p , высота головки зуба рейки h_{ap} , радиус скругления вершин зубьев рейки R_{ap} , радиус скругления ножек зубьев рейки R_{fp} , межосевое расстояние a_{w2-p} и диапазон его возможного варьирования Δa_{w2-p} , минимальное значение зазора в зацеплении J_{\min} , радиус профиля зуба колеса r_{n2} .

Рассмотрим алгоритм определения геометрических параметров передачи «зубчатое колесо – зубчатая рейка», ориентируясь на момент пересопрежения контактирующих пар зубьев. Для исключения кромочных контактов на

вершинах зубьев считаем, что в момент входа в зацепление очередной пары зубьев предыдущая расходится в точке, не достигающей до вершин зубьев.

Вводим неподвижную систему координат XO_3Y (рисунок 1), центр которой поместим на пересечении перпендикуляра, опущенного из верхней правой точки K зуба рейки на ее нижнюю кромку, с линией впадин зубьев рейки.

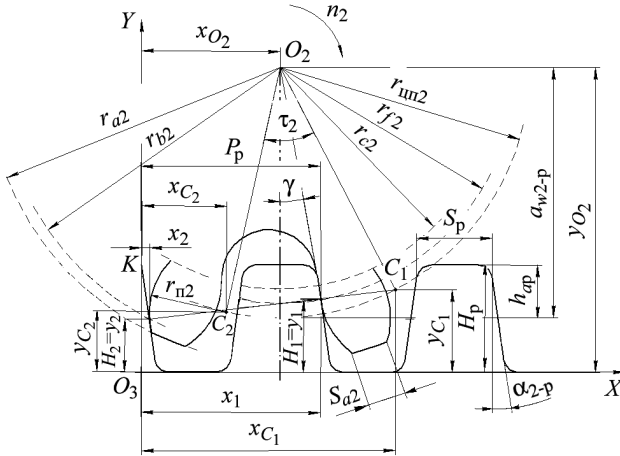


Рисунок 1 – Расчетная схема к проектированию правых профилей зубьев зубчатого колеса для пары «зубчатое колесо – зубчатая рейка»

Предварительно принимаем число зубьев колеса z_2 как наиболее близкое целое от значения, полученного из выражения

$$z_2 = \frac{2\pi a_{w2-p}}{P_p}$$

Радиус окружности, на которой расположены центры кривизны профилей зубьев колеса:

$$r_{цп2} = \frac{P_p \cos \alpha_{2-p}}{2 \sin(\pi / z_2)} \tag{1}$$

Исходя из условия отсутствия кромочного контакта и «утыкания» зуба колеса во впадину рейки, величина $r_{цп2}$ должна удовлетворять условию:

$$a_{w2-p} - \Delta a_{w2-p} \leq r_{цп2} \leq a_{w2-p} + \Delta a_{w2-p}$$

Если оно не выполняется, то следует принять другое ближайшее значение z_2 и повторить расчет по зависимости (1).

Радиус окружности, на которой расположена точка контакта на входе колеса в зацепление:

$$r_{f2} = \sqrt{r_{\text{цп}2}^2 + r_{\text{н}2}^2 - 2r_{\text{цп}2}r_{\text{н}2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{z_2}\right)}.$$

Высоты точек контакта зубьев колеса и рейки в момент входа колеса в зацепление и выхода из него относительно нижней кромки рейки:

$$H_2 = H_1 - P_p \sin \alpha_{2-p} \cos \alpha_{2-p};$$

$$H_1 = y_{O_2} - r_{\text{цп}2} \cos\left(\frac{\pi}{z_2} + \alpha_{2-p}\right) - r_{\text{н}2} \sin \alpha_{2-p}.$$

Найденные точки контакта в момент пересопряжения не должны попадать на скругленные участки профиля зуба рейки, для чего необходимо выполнение условий: $H_p - H_1 > R_{ap}$; $H_2 > R_{fp}$. Координаты центра колеса в момент пересопряжения:

$$x_{O_2} = P_p + (H_p - H_1) \operatorname{tg} \alpha_{2-p} - r_{f2} \sin\left(\arccos \frac{y_{O_2} - H_1}{r_{f2}}\right);$$

$$y_{O_2} = a_{w2-p} + (H_p - h_{ap}).$$

Величина радиуса окружности, на которой расположены вершины зубьев колеса, должна удовлетворять неравенству:

$$r_{a2} = 1,2 \sqrt{(x_{O_2} - (H_p - H_2) \operatorname{tg} \alpha_{2-p})^2 + (y_{O_2} - H_2)^2} - 0,2r_{f2} < y_{O_2}.$$

Радиус окружности, на которой расположены точки сопряжения активно-го профиля с впадиной:

$$r_{c2} = r_{f2} - \Delta a_{w2-p}.$$

Толщина зуба колеса по окружности вершин может быть определена исходя из условия отсутствия заострения:

$$\frac{P_p}{4\pi} \leq S_{a2} \leq 2r_{a2} \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \left(\arctg\left(\frac{x_{O_2} - x_{c2}}{y_{O_2} - y_{c2}}\right) - \gamma + 2 \arccos \frac{r_{\text{цп}2}^2 + r_{a2}^2 - r_{\text{н}2}^2}{2r_{\text{цп}2}r_{a2}}\right)\right).$$

Анализ показал, что рабочий участок профиля зуба колеса начинается с пересечения окружности радиуса $r_{\text{цп}2}$, на которой расположены центры кривизны профилей зубьев и дуги, образующей профиль зуба радиусом $r_{\text{н}2}$. За фазу зацепления точка контакта перемещается по профилю рейки. Это можно объяснить тем, что помимо скольжения в зацеплении присутствует качение контактирующих профилей друг по другу.

Вариация межосевого расстояния в паре «колесо – рейка» приводит к уменьшению зоны контакта на зубе рейки, а следовательно, к увеличению скольжения в зацеплении, так как величина рабочего участка на зубе колеса остается неизменной. При увеличенном межосевом расстоянии точка входа зуба в зацепление располагается на радиусе сопряжения боковой поверхности зуба рейки с его вершиной. Это приводит к неоправданному росту радиальных сил в зацеплении.

Следует также отметить, что величина активного участка зуба рейки меньше аналогичного отрезка на зубе колеса в три раза. Это предопределяет наличие активного скольжения в зацеплении. Общая высота зуба рейки в 8,5 раз превышает величину его активного участка, непосредственно участвующего в работе. Это вызвано необходимостью размещения зуба колеса во впадине рейки, в результате чего, на наш взгляд, неоправданно увеличивает металлоемкость рейки и трудоемкость ее изготовления.

Экспериментальные исследования ресурса зубчато-реечной передачи.

Под ресурсом здесь понимается временной интервал, за который суммарный максимальный линейный износ в паре достигает 6 мм. Во всех проведенных экспериментах, если изменение каких-либо параметров не оговорено дополнительно, то принималось: $P_p = 138$ мм, $H_p = 85$ мм, $S_p = 56$ мм, $h_{ap} = 41$ мм, $r_{п2} = 70$ мм, $\alpha_{2-p} = 8^\circ$, $z_2 = 10$, $b = 80$ мм, $a_{w2-p} = 220 \pm 10$ мм, $J = 5$ мм, $L_p = 120$ м, $M_{кр2} = 9 \cdot 10^7$ Н·мм, $n_2 = 6$ об/мин, $f_{рп} = 0,18$; материалы: стали 40Х, 20Х2Н4А.

Для определения характера изменения ресурса зубчато-реечной передачи рассмотрим величину фазы единичного зацепления зуба колеса с зубом рейки $\Delta\xi_2$ и обратно пропорциональную ей величину относительных удельных скольжений рабочих профилей зубьев колеса и рейки как функции от радиуса профиля зуба зубчатого колеса. При увеличении значения $r_{п2}$ фаза зацепления возрастает, что в свою очередь означает снижение относительных удельных скольжений рабочих профилей зубьев колеса и рейки. По этой причине наблюдается общее повышение ресурса двигателя с увеличением радиуса профиля зубьев зубчатого колеса (рисунок 2). При увеличении радиуса профиля зубьев зубчатого колеса в 2 раза ресурс двигателя возрастает в среднем на 25–30 %.

В целом величина допустимого суммарного износа в паре должна рассчитываться для каждого конкретного ва-

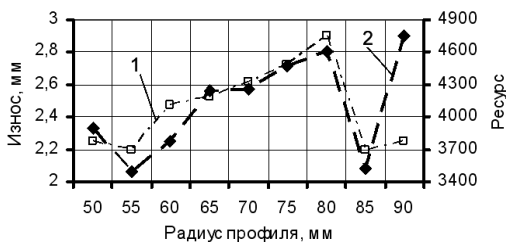


Рисунок 2 – Зависимость ресурса передачи (1) и максимального суммарного линейного износа за 1800 часов работы (2) от радиуса профиля зуба зубчатого колеса

рианта передачи и зависит от того, какой запас прочности заложен при проектировании. Кривая зависимости ресурса движителя от радиуса профиля зубьев зубчатого колеса имеет два (реже один) характерных минимума. Минимумам на этой кривой соответствуют максимумы на кривой функции максимального суммарного линейного износа за 1800 часов работы (рисунок 2), что объяснимо с позиции теории о влиянии на процесс изнашивания эволюции формы, и минимумы кривой ресурса наиболее близки к «оптимальным» рабочим профилям зубьев зубчатого колеса. Это объясняет малый износ элементов зацепления таких передач на начальной стадии эксплуатации. Как показывают результаты исследований, применение «оптимального» профиля в качестве исходного редко позволяет достигнуть максимального ресурса движителя.

Более целесообразно проектировать зацепление с другими радиусами профиля зубьев зубчатого колеса, чтобы как можно позже профиль достиг «оптимального» (стационарного, устойчивого) состояния, так как наиболее позднему периоду эксплуатации соответствуют худшие силовые и кинематические характеристики зубчато-реечной передачи, соответственно лучше воспринимаемые «оптимальным» профилем.

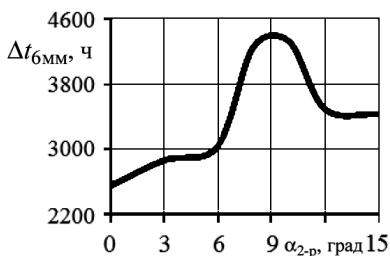


Рисунок 3 – Зависимость ресурса передачи от угла давления

Другим конструктивным параметром, оказывающим существенное влияние на ресурс движителя с зубчатой рейкой, является исходный угол давления α_{2-p} в зацеплении (рисунок 3). Учитывая, что фаза зацепления, как функция угла давления, изменяется незначительно (в пределах $40'$), достаточно ожидаемы были результаты расчета ресурса движителей с различными типами зубьев реечного става. Так, минимальный

ресурс наблюдается у зубчато-реечной передачи с прямобочной рейкой ($\alpha_{2-p} = 0$) по причине наличия кромочного контакта, что подтверждается опытом стендовых испытаний. Далее с увеличением угла давления ресурс движителя повышается на 70–80 % до своего предела в данных условиях и затем снова понижается, однако не достигает величины, соответствующей нулевому углу давления.

Максимум на кривой ресурса может быть объяснен наличием в движителе при таком конструктивном исполнении оптимального соотношения между амплитудами колебаний контактной силы и скорости подачи. В рассматриваемом случае относительная неравномерность последней больше на 50 %. Это происходит из-за различного влияния силы и скорости подачи на величину износа контактирующих профилей, который является функцией первой степени скорости подачи и полуторной степени силы контакта.

При варьировании шага зацепления P_p с целью сохранения средних силовых и кинематических характеристик движителя на постоянном уровне пропорционально изменению шага зацепления менялись такие конструктивные показатели, как ширина зуба рейки по окружности вершин S_p и число зубьев колеса z_2 . Рассматривались следующие сочетания конструктивных параметров:

- $P_p = 100$ мм, $S_p = 40$ мм, $z_2 = 14$;
- $P_p = 110$ мм, $S_p = 45$ мм, $z_2 = 13$;
- $P_p = 120$ мм, $S_p = 50$ мм, $z_2 = 12$;
- $P_p = 130$ мм, $S_p = 53$ мм, $z_2 = 11$;
- $P_p = 138$ мм, $S_p = 56$ мм, $z_2 = 10$;
- $P_p = 150$ мм, $S_p = 60$ мм, $z_2 = 9$.

Ресурс движителя в условиях изменения указанных параметров в пределах $P_p = 110 \dots 140$ мм изменяется незначительно (рисунок 4), так как этому интервалу

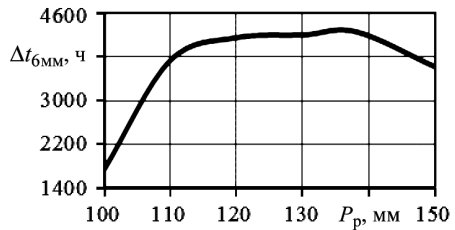


Рисунок 4 – Зависимость ресурса зубчатой передачи от шага зацепления

соответствуют практически неизменяющиеся минимумы средних значений силы подачи и максимумы средних величин скорости перемещения комбайна.

Ресурс системы перемещения с рейкой шага 100 мм достаточно низок по причине того, что для такой конструкции характерны повышенный уровень контактных сил и наибольшие относительные удельные скольжения профилей. Следует заметить, что, начиная с шага зацепления 150 мм, наблюдается тенденция к снижению ресурса движителя, так как резко повышаются средние значения контактных усилий. Однако снижение ресурса незначительно, так как для такой конструкции характерен наименьший уровень проскальзывания контактирующих профилей. Необходимо отметить, что с увеличением

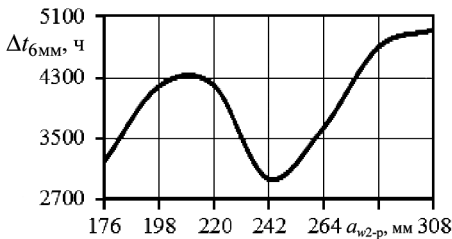


Рисунок 5 – Зависимость ресурса зубчатой передачи от межосевого расстояния

числа зубьев при условии сохранения постоянными силовых и кинематических параметров ресурс движителя понижается.

Зависимость ресурса передачи от межосевого расстояния приведена на рисунке 5. Из нее видно, что первый максимум ресурса соответствует диапазону изменения размера a_{w2-p} от 190 до 230 мм. Рост ресурса движителя при больших межосевых расстояниях связан со значительным увеличением габаритных размеров передачи.

Рост ресурса движителя при больших межосевых расстояниях связан со значительным увеличением габаритных размеров передачи.

Конечноэлементное моделирование напряженно-деформированного состояния. Ввиду сложного характера нагружения ранее при подборе параметров зубчатых передач применялись только экспериментальные ме-

тоды, которые приводят к значительным материальным, временным и трудовым затратам. В настоящее время появилась возможность использования менее затратных способов и средств решения названной задачи.

Для проведения вычислительного эксперимента использован программный комплекс APMWinMachine, который предназначен для подготовки расчётных моделей с целью исследования их напряжённо-деформированного состояния (модули APMStudio и APMStructure) с использованием метода конечных элементов.

С целью определения рациональных параметров проектируемых передач, исходя из соотношения габаритных и прочностных показателей, при помощи пакета прикладных программ APMWinMachine 9.7 была разработана твердотельная расчётная модель приводного зубчатого колеса двигателя шириной 58 мм, разбитая на конечные элементы в форме четырёхугольных тетраэдров со стороной 5 мм. При анализе напряжённо-деформированного состояния рассмотрен наиболее тяжёлый случай, когда нагрузка приложена в момент выхода из зацепления на расстоянии 5 мм от вершины зуба и распределена равномерно по всей ширине зуба. Величина силы, приходящейся на зуб колеса, принята равной 100 кН.

Расчеты показали, что увеличение радиуса профиля с 33 до 62 мм приводит к снижению величины эквивалентных напряжений с 940 до 690 МПа, что положительно сказывается на коэффициенте запаса прочности колеса.

Для выбора материала при изготовлении элементов двигателя предложено использовать соотношение стоимости материала и коэффициента запаса прочности. Проведённый анализ показал, что в наибольшей степени этому критерию соответствует сталь 35 ХГСА ($\sigma_T = 1000$ МПа).

Исследование напряжённо-деформированного состояния зубчатого колеса (тангенциальная составляющая силы, действующей на зуб колеса – 200 кН) позволило установить, что при передаче нагрузки работает не только нагруженный зуб, но и основания двух соседних зубьев. На напряжения влияют угол давления на входе в зацепление, радиусы галтели и профиля зуба. Проведенный анализ показывает, что наиболее целесообразно применять максимально возможные радиусы сопрягающих галтелей при построении впадины колеса, поскольку при этом наблюдается снижение напряжений. Так, увеличение радиуса галтелей с 9 до 13 мм ведет к уменьшению эквивалентных напряжений на 19 %.

При моделировании зубчатой рейки были приняты следующие исходные данные: шаг зацепления, угол зацепления, высота зуба рейки, радиус галтелей сопряжения, размер участка контакта с зубом колеса, ширина зуба рейки на вершине, толщина рейки, воспринимаемая тангенциальная составляющая передаваемой силы при взаимодействии с приводным колесом. При исследовании использован четырёхузловой тетраэдральный конечный элемент со стороной 5 мм. Принималось, что зубчатая рейка изготовлена из

стали 30ХГС (ГОСТ 4543–71), имеющей следующие характеристики: $\sigma_T = 835$ МПа, $\sigma_b = 1080$ МПа.

В качестве связей при проведении исследований приняты абсолютно жёсткие шарнирно неподвижные опоры. Для расчета избран наиболее опасный случай, при котором нагрузка приложена у верхнего сопряжения прямолинейного участка зуба рейки с переходной галтелью. Анализируя результаты, можно отметить, что при коэффициенте продольной жёсткости опор $C_x = 100$ Н/мм нагруженными помимо зуба, к которому приложена сила подачи, являются основания двух соседних зубьев, расположенных по направлению названной силы, и двух зубьев, находящихся с противоположной стороны. Увеличение коэффициента продольной жёсткости опор в 5 раз приводит к снижению площади зоны повышенных эквивалентных напряжений в области опор рейки в два раза.

Моделирование процесса перемещения зубчатого колеса по рейке при различной жёсткости опор позволило установить характер распределения напряжений в рейке и диапазон их изменения (до 22 %). Переменный характер напряжений в элементах рейки может быть объяснён вариацией значений и направления реакций опор рейки. Определено, что при шаге зацепления 138 мм, высоте зуба рейки 75 мм и угле ее профиля 8° следует принимать величину галтелей, равной 23 мм. Также предложен критерий, к минимизации которого необходимо стремиться при проектировании механизма подачи технологической машины:

$$\Delta_\sigma = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \cdot 100 \% ,$$

где σ_{\max} , σ_{\min} – максимальные и минимальные контактные напряжения в элементах рейки, МПа.

На основе анализа результатов многовариантных расчётов получено, что наиболее рациональными параметрами зубчатой рейки при передаваемой силе 200 кН и материале сталь 30ХГС ($\sigma_T = 835$ МПа) являются: угол зацепления 8° ; шаг зацепления 100 мм; высота зуба рейки 60 мм; ширина рейки 60 мм.

Проведённые исследования напряженно-деформированного состояния зубчатой рейки хорошо соответствуют результатам анализа напряжений и перемещений в элементах цевочной рейки.

Кроме того, выполнен анализ деформирования зубчатого колеса толщиной 80 мм, имеющего радиус профиля зуба колеса 78 мм, который изготовлен из стали 30ХГС и предназначен для работы с цевочной рейкой с шагом зацепления 150 мм и диаметром цевки 75 мм. Величина тангенциальной силы, приложенной к колесу, составила 400 кН. При расчётах в качестве конечного элемента была принята равносторонняя пирамида с длиной ребра 7 мм. Результаты расчёта твердотельной модели показали, что наиболее на-

груженным местом является ножка зуба. Поэтому при проектировании необходимо минимизировать концентрацию напряжений в этом месте.

Анализ жёсткости конструкции. Определим характеристики жёсткости системы подачи технологической машины, оснащённой двумя механизмами подачи, которые представляют собой пятиступенчатые редукторы с мощностью 2,28 кВт (сила подачи 250 кН). Рассматриваемая машина конструктивно может работать с зубчатой (шаг зацепления 138 мм, высота зуба 85 мм) и цевочной рейками (шаг зацепления 100 мм, диаметр цевки 50 мм).

Так как движители бесцепной системы подачи работают в зоне однопарного зацепления, то коэффициент жёсткости такой системы может быть определена по формуле

$$c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2},$$

где c_1 и c_2 – коэффициенты жёсткости рейки и колеса соответственно.

Как известно жёсткость зуба зубчатого колеса определяется двумя составляющими: изгибной и контактной. Коэффициент жёсткости зуба рассчитывается из соотношения:

$$c = \frac{q}{\delta},$$

где q – погонная нагрузка, действующая на зуб; δ – деформация зуба колеса в точке приложения силы.

Для нахождения величины деформации зуба зубчатой рейки использованы программы APMStudio и APMStructure3D. Построена конечноэлементная сетка в виде тетраэдров с длиной стороны 5 мм. Распределенная нагрузка при проведении исследований была приложена к 11 узлам линии контакта по длине зуба.

Проведённый анализ нагруженности модели зубчатой рейки, имеющей длину 1380 мм и высоту зуба 80 мм, которая шарнирно-неподвижно закреплена по краям (рисунок 6), показал, что её жёсткость является величиной переменной и в значительной степени определяется местом приложения нагрузки.

Так, при приложении нагрузки к вершине шестого зуба (с учётом крепёжных проушин) коэффициент жёсткости рейки составляет 777 кН/мм². Увеличение шага зацепления до 156 мм и высоты зуба рейки до 90 мм приводит к увеличению её коэффициента жёсткости до 926 кН/мм².

При определении коэффициента жёсткости зубьев зубчатых колёс механизма подачи модель зуба была сформирована вырезанием зуба из зубчатого колеса двумя плоскостями, проведенными через середины соседних впадин и ось вращения, также с использованием конечных элементов в виде тетраэдров с ребром длиной 5 мм.

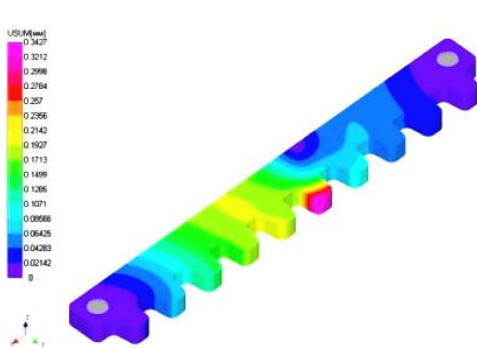


Рисунок 6 – Перемещения элементов зубчатой рейки

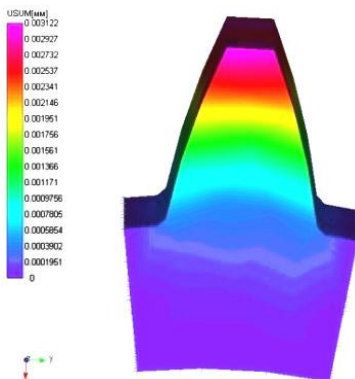


Рисунок 7 – Распределение перемещений в зубе зубчатого колеса

Распределение перемещений в объёме зуба зубчатого колеса механизма подачи под действием равномерно распределённой по ширине зуба нагрузки представлено на рисунке 7. При анализе зависимости коэффициента жёсткости приводного зубчатого колеса системы перемещения от места приложения распределённой нагрузки она была последовательно приложена по линиям от вершины зуба до его ножки с шагом 5 мм. График соответствующей зависимости представлен на рисунке 8.

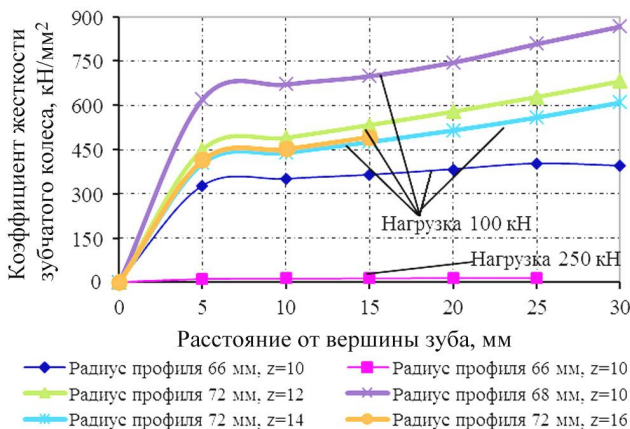


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента жёсткости зуба приводного колеса движителя системы перемещения от места приложения нагрузки

Анализ полученных результатов показал, что жёсткость зубчатой и цевочной реек значительно превосходят жёсткость зубчатых колёс механизма подачи; жёсткость зуба приводного колеса зубчато-реечной системы пере-

мещения зависит от точки приложения нагрузки и изменяется на 23,5 %; жёсткость передачи зубчатое колесо – цевочная рейка на 32,27 % выше жёсткости передачи зубчатое колесо – зубчатая рейка. Обоснованность полученных результатов подтверждается удовлетворительной сходимостью вычисленных значений напряжений с результатами ранее проведёнными исследованиями. Расхождение значений эквивалентных напряжений не превышает 12,3 %.

Анализ интенсивности изнашивания деталей передач. Важным вопросом при разработке зубчато-реечных передач является возможность прогнозирования их ресурса на стадии проектирования, что позволяет обоснованно сравнивать различные конструктивные варианты. Наиболее сложным при решении этой важной научно-технической задачи является определение интенсивностей изнашивания материалов элементов зацепления.

Отметим, что при моделировании работы зубчато-реечной передачи с использованием роликовых аналогов на машине СМЦ-2 необходимо соблюдать условия подобия работы модели реальному узлу. Только в этом случае можно получить достоверные результаты испытаний. Недостаточный учет особенностей работы зубчато-реечной передачи при моделировании может привести к возникновению значительных погрешностей.

При проведении натурального эксперимента было исследовано напряжённо-деформированное состояние колеса, имеющего изношенный профиль. Выпленный анализ показал, что для обеспечения значимости результатов измерений минимально допустимым числом опытов будет 15. Обработка результатов эксперимента (рисунок 9) позволила установить, что полученная зависимость коэффициента запаса прочности от момента инерции относительно продольной оси колеса может быть аппроксимирована уравнением прямой линии с коэффициентом достоверности аппроксимации $R^2=0,6859$.

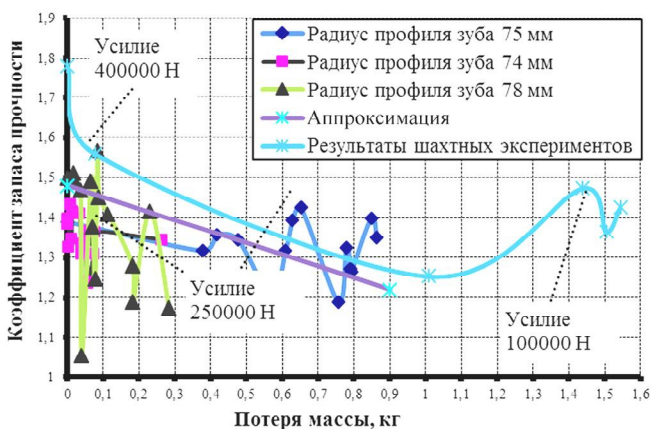


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента запаса прочности от потери массы

Анализируя представленные зависимости, можно отметить хорошее совпадение результатов, полученных при проведении опытов на машине трения СМЦ-2 и в шахтных условиях в ходе исследования изнашивания зубчато-реечных механизмов перемещения технологических машин.

Выводы.

1 На основе уточнения геометрических и кинематических параметров зацепления усовершенствованы методы расчета и анализа геометрии, кинематики и напряженно-деформированного состояния тяжело нагруженных зубчато-реечных систем перемещения, имеющих радиусный профиль зуба колеса и взаимодействующих с различными типами реечных ставов, которые учитывают обоснованный выбор положения фазы зацепления, изменения межосевого расстояния, а также реальный опыт проектирования технологических машин.

2 Установлено, что при проектировании приводных колёс движителей необходимо стремиться к увеличению радиуса профиля зуба колеса, что в свою очередь приводит к снижению скольжения в зацеплении и эквивалентных напряжений. При увеличении радиуса сопрягающих галтелей при построении впадины колеса с 9 до 13 мм происходит снижение эквивалентных напряжений на 19 %.

3 Анализ напряженно-деформированного состояния зубчатой рейки при помощи метода конечных элементов показал, что увеличение радиуса галтелей с 6 до 23 мм приводит к снижению эквивалентных напряжений на 35 % при сохранении качественных характеристик работы передачи.

4 Показано, что при проектировании механизма подачи технологической машины необходимо обеспечить минимизацию относительной разности действующих напряжений $\Delta\sigma \leq 20\%$.

5 При выборе материала для изготовления элементов движителя предложено использовать соотношение стоимости материала и коэффициента запаса прочности. Этому критерию в наибольшей степени соответствует сталь 35 ХГСА.

6 В качестве критерия предельного состояния тяжело нагруженных зубчато-реечных передач рекомендовано применять величину коэффициента неравномерности силы подачи, не допуская ее двукратного превышения по отношению к проектным показателям. При этом следует контролировать величину износа контактирующих профилей.

7 Разработанный уточненный метод анализа проектных решений, полученный на основе реального характера работы движителей, обеспечивает расширение его возможностей, позволяет сократить затраты на проектирование и доводку зубчато-реечных систем подачи, а также проводить сравнительный анализ альтернативных вариантов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов** / В. А. Бреннер [и др.]. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.

2 **Лимаренко, Г. Н.** Реечные передаточные механизмы поступательных приводов автоматизированных машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.02.02 // Г. Н. Лимаренко. – Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2010. – 34 с.

3 **Кондрахин, В. П.** Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов / В. П. Кондрахин, В. В. Косарев, Н. И. Стадник. – Донецк: Технопарк ДонНТУ, 2010. – 257 с.

L. V. LUKIENKO, V. V. ISAEV

DETERMINATION OF RATIONAL OPERATING MODES FOR A GEAR RACK AND PINION SYSTEMS OF TECHNOLOGICAL MACHINES MOVEMENT

In work there are demonstrated the calculation results of hard loaded gear rack-and-pinion systems of technological machines movement based on the conducted analytical and experimental researches. Recommendations for designed transmission parameters providing their increased resource are prepared.

Получено 20.03.2014

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 8. Гомель, 2014**

УДК 531/534:[57+61]

Д. Н. ОКСЕНЮК, Д. А. ЧЕРНОУС

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

МИНИМИЗАЦИЯ СИЛ И МОМЕНТОВ В БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОНЕЧНОСТЕЙ ЧЕЛОВЕКА

На примере упрощенной двухстержневой модели верхней конечности человека проиллюстрированы варианты реализации принципа минимума внешней силы и момента при функционировании скелетно-мышечной системы. С использованием соотношений статики твердого тела установлены расчетные зависимости суставного момента (при моментном режиме нагружения модели) и силы в односуставной мышце от высоты подъема груза при отсутствии строгих ограничений на его горизонтальное смещение.

Введение. Биомеханика – это раздел механики, в котором изучается механическое движение биологических объектов. Одной из основных задач биомеханики человека является описание движения опорно-двигательной системы под действием скелетных мышц. До настоящего времени остается недостаточно изученным вопрос о том, исходя из каких соображений мозг активирует те или иные мышцы для выполнения определенных действий. Одним из принципов, который может дать ответ на такой вопрос, считается минимум внешней силы и момента, необходимого для обеспечения движения системы [1]. В каждом конкретном случае оптимизация работы скелет-