

3. Смирнов Е.Н. Аспекты совершенствования технологий производства мелкого сорта и катанки из непрерывнолитых заготовок высококачественной стали / Е.Н. Смирнов, В.В. Кашаев // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематич. зб. наук. пр. – Краматорськ: ДДМА, 2004. – С. 526-528.

Надійшла до редакції 15.10.2012

Рецензент д-р техн. наук, проф. О.В. Яковченко

О.А. Мінаєв, Є.М. Смирнов, В.М. Кашаєв, В.В. Кашаєв  
Донецький національний технічний університет, Донецьк

#### АНАЛІЗ І УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ РЕЖИМІВ ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОКАТКИ В ПРОСТИХ КАЛІБРАХ

Представлені узагальнення отриманих результатів оцінки ефективності формозміни в системах витяжних калібрів дротового стану, за допомогою розроблених критеріїв. Виконано оцінку ККД формозміни для ряду витяжних систем калібрів, яка показала діапазон коливання їх енергоефективності від 55% до 80%.

Ключові слова: енергоефективність прокатки, формозміна, витяжні калібри.

A.A. Minayev, Ye. N. Smirnov, V.M. Kashayev, V.V. Kashayev  
Donetsk National Technical University, Donetsk

#### RESEARCH AND DEVELOPMENT OF TECHNOLOGICAL MODES WHICH PROVIDE ENERGY EFFICIENCY IN SIMPLE ROLLING CALIBERS

The paper summarizes the results of estimating the effectiveness of the form change in the systems of wire mill exhaust calibers. We estimated the form change efficiency coefficient for a number of calibers exhaust systems and found out that their energy efficiency varied from 55 to 80%.

Keywords: energy efficiency rolling, form change, exhaust gauges.

### УДК 629.225.033

**С.А. СНИТКО** (канд.техн.наук, доц.), **А.В. ЯКОВЧЕНКО** (д-р техн.наук, проф.), **Н.И. ИВЛЕВА**

Донецкий национальный технический университет, Донецк

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЁС С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ ДИСКАМИ, ПОСТРОЕННЫМИ НА БАЗЕ ПРИНЦИПОВ «ЗОЛОТОГО СЕЧЕНИЯ» И «ЦЕПНОЙ ЛИНИИ»

Созданы теоретические основы, новый метод и компьютерная программа проектирования железнодорожных колёс с криволинейными дисками на базе принципов «золотого сечения» и «цепной линии», которые позволяют реализовать системный подход при проектировании новых конструкций колёс.

Ключевые слова: проектирование профилей железнодорожных колёс, диски колёс, золотое сечение, цепная линия.

## Введение

Освоение новых высокоэффективных конструкций железнодорожных колёс является актуальной научно-технической проблемой. Её решение непосредственно связано с проектированием профилей колёс. Причём уже на этом этапе необходимо предусматривать мероприятия, которые обеспечат их высокие эксплуатационные характеристики.

Сортамент разработанных и освоенных в мировой практике колёс, в том числе имеющих одинаковое назначение, характеризуется большим разнообразием форм и размеров. В первую очередь это связано с отсутствием научной теории проектирования профилей колёс [1]. Соответственно отсутствует и системный подход при решении таких задач.

Наиболее широкое применение получили штампованно-катаные железнодорожные колёса. Традиционно технологи и калибровщики колёсопрокатных цехов выполняют проектирование профилей колёс на основе чертежей заказчиков. В дальнейшем на их основе разрабатывают калибровки валков и штампов, а также чертежи инструмента деформации. Для решения таких задач в работе [2] была создана классификация колёс, а также разработаны методы и специализированные для условий колёсопрокатного производства компьютерные программы.

Вместе с тем имеет место и другая практика. Например, колёсопрокатные цеха периодически получают заказы на производство колёс, в которых форма и размеры обода и ступицы, а также их взаимное расположение нормируются одним из стандартов, а профиль диска необходимо спроектировать заново, причём таким, чтобы были обеспечены требуемые заказчику эксплуатационные характеристики колёс.

В Украине и России также имеет место практика разработки заводами – изготовителями новых конструкций колёс, причём на уровне изобретений, с целью их последующего включения во вновь создаваемые стандарты. По этому пути пошли ОАО «ИНТЕРПАЙП Нижнеднепровский трубопрокатный завод», ОАО «Выксунский металлургический завод», ОАО «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат». Созданные специалистами этих предприятий новые конструкции колёс  $\varnothing 957$  мм с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб, были включены в межгосударственный стандарт ГОСТ 10791–2011 «Колёса цельнокатаные» [3]. Эти разработки выполнены с целью обеспечения осевой нагрузки 294,3 кН (30 тс) и устранения недостатков, свойственных «облегченке» – колёсам  $\varnothing 957$  мм с плоскоконическим диском [3]. Основой для создания указанных выше новых конструкций колёс стали исследования ВНИИЖТ [4]. Необходимо отметить, что наряду с имеющимися преимуществами новые колё-

са имеют увеличенную на 17 – 22 кг массу по сравнению с «облегченной» [3], что, видимо, и сдерживает переход на их массовое производство.

В связи с постоянным совершенствованием железнодорожного транспорта потребность в разработке новых высокоэффективных конструкций колёс будет оставаться высокой и в перспективе. Поэтому создание теоретических основ выполнения таких разработок, безусловно, актуально.

### **Постановка проблемы**

В процессе эксплуатации железнодорожные колёса испытывают комбинированные температурно-силовые воздействия, анализ которых для колёс, имеющих различные конфигурации дисков, выполнен в работе [4]. В частности установлены и недостатки колёс  $\varnothing 957$  мм с плоскоконическим диском в процессе их эксплуатации под нагрузкой. Основными из них являются повышенная концентрация напряжений в элементах диска и перемещение гребня на рельс, что приводит к износу рельса и колёса и расклиниванию колеи.

В процессе разработки новых конструкций колёс актуально минимизировать напряжения в их дисках от действия эксплуатационных нагрузок, обеспечить их наиболее равномерное распределение, а также практически исключить перемещение гребня в направлении на рельс или от рельса. Также актуально минимизировать массу проектируемых колёс.

Настоящая работа направлена на создание теоретических основ проектирования железнодорожных колёс с криволинейными дисками, построенными на базе принципа «золотого сечения» и «цепной линии» и решение при этом поставленных выше задач.

### **Материалы и результаты исследований**

Радиальные сечения дисков железнодорожных колёс можно представить в виде последовательности отличающихся по размерам прямо- и криволинейных элементов. Боковые образующие криволинейных элементов обычно выполняют дугами окружностей.

Поставлена задача проектирования дисков железнодорожных колёс на базе наиболее удачного сочетания их составных элементов. Для этого в настоящей работе предлагается использовать принцип «золотого сечения». Свойства «золотого сечения» описываются уравнением [5]

$$k^2 - k - 1 = 0; k_{j=1,2} = \frac{1 \pm \sqrt{5}}{2}; k_1 = 1,618...; k_2 = 0,618..., \quad (1)$$

где  $k_{j=1,2}$  – коэффициенты, равные отношению соответствующих размеров расположенных рядом составных элементов конструкции.

Известно, что на основе соотношения (1) возможно создание конструкций на базе их составных элементов с наиболее рациональными структурами и функциональными свойствами.

Осевая линия каждого элемента диска определяет его форму, основные размеры и ориентацию. Расположим ось криволинейного элемента диска внутри прямоугольника между диагонально расположенными вершинами, которые имеют координаты  $(x_1, y_1)$  и  $(x_2, y_2)$ . Величина  $L$  является высотой указанного прямоугольника и, соответственно, оси элемента диска,  $N$  – их шириной.

Величина радиуса  $R$  дуги окружности, являющейся осью элемента диска, характеризует её прогиб и во многом определяет эксплуатационные свойства диска и соответственно всего колёса.

Для установления рациональных соотношений между составными элементами диска воспользуемся условием (1). Рассмотрим, например, два расположенных рядом элемента диска:  $i$ ;  $i+1$  и для соответствующих осей этих элементов запишем следующие соотношения на основе (1)

$$\frac{L_i}{L_{i+1}} = \frac{N_i}{N_{i+1}} = \frac{R_i}{R_{i+1}} = k_j. \quad (2)$$

Для любых двух криволинейных элементов диска, расположенных рядом, все отношения соответствующих величин  $(L, N, R)$ , входящих в (2), могут быть равны  $k_1$  или  $k_2$ .

При этом, если известна высота всей оси диска ( $H$ ) и ширина ( $A$ ) соответствующего прямоугольника, внутри которого располагается эта ось, а также определён количество элементов диска, то с учётом (2) высоты ( $H_i$ ) и ширины ( $A_i$ ) прямоугольников осей элементов диска определяются однозначно.

Условие (2) для радиусов  $R_i$  не даёт возможности их однозначного расчёта. Поэтому дополнительно необходимо определиться с величинами прогибов осей элементов диска.

В настоящей работе предложено ось криволинейного элемента диска максимально приблизить к соответствующей «цепной линии» для того, чтобы в конечном итоге именно указанная кривая определила величину её прогиба. Известно, что выполнение элементов конструкций по «цепной линии» способствует тому, чтобы нагрузка в любом поперечном сечении элемента ориентировалась в направлении приближенном к перпендикулярному по отношению к плоскости рассматриваемого сечения. Для элементов дисков колёс реализация этого условия будет способствовать как минимизации напряжений от эксплуатационных нагрузок, так и их наиболее равномерному распределению.

Цепная линия является плоской трансцендентной кривой. Уравнение цепной линии в прямоугольных декартовых координатах имеет вид [5]

$$y = K \cdot ch \frac{x}{K}, K > 0. \quad (3)$$

Известно, что форму цепной линии принимает однородная нерастяжимая тяжёлая нить с закреплёнными концами, а образованные на её основе поверхности вращения относятся к, так называемым, «минимальным поверхностям».

Для определения коэффициента  $K$  получим значения функции  $y$  при  $x_1$  и  $x_2$  (см. рис. 1): при  $x_1 = 0$ ,  $y_1 = K \cdot ch \frac{x_1}{K} = K \cdot ch(0) = K$ ;

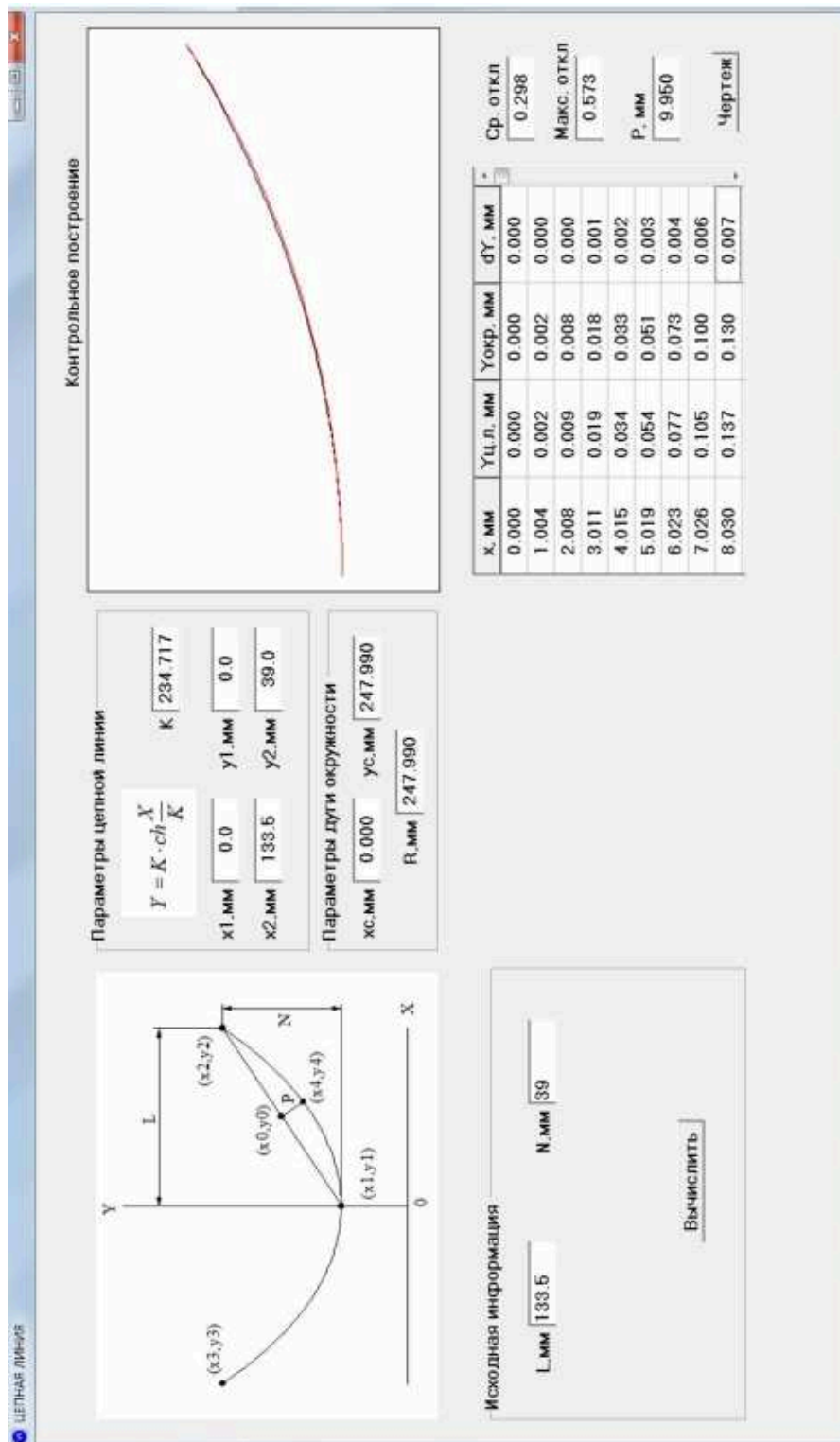


Рисунок 1 – Окно программы расчёта радиуса и прогиба оси элемента диска колёса

при  $x_2 = x_1 + L = L$ ,  $y_2 = K \cdot ch \frac{x_2}{K} = K \cdot ch \frac{L}{K}$ .

С другой стороны (см. рис. 1)  $y_2 = y_1 + N = K + N$ .

Отсюда получаем уравнение  $K \cdot ch \frac{L}{K} = K + N$  или

$$\exp\left(\frac{L}{K}\right) + \exp\left(-\frac{L}{K}\right) = \frac{2(K + N)}{K}. \quad (4)$$

Решение уравнения (4) возможно получить только на основе численных методов, например, метода половинного деления. Погрешность определения константы  $K$  при выполнении расчётов равнялась  $1 \cdot 10^{-6}$  мм.

Величина прогиба цепной линии  $P$  определяется расстоянием между точками  $(x_0, y_0)$  и  $(x_4, y_4)$  (см. рис. 1):

$$P = \sqrt{(x_4 - x_0)^2 + (y_4 - y_0)^2}. \quad (5)$$

Координаты точки  $(x_0, y_0)$  определяются из условия, что она является серединой отрезка, проходящего через точки  $(x_1, y_1)$  и  $(x_2, y_2)$ , то есть

$$x_0 = \frac{x_1 + x_2}{2}, \quad y_0 = \frac{y_1 + y_2}{2}, \quad \text{где } x_1 = 0; \quad y_1 = K; \quad x_2 = L; \quad y_2 = K + N.$$

$$\text{Тогда } x_0 = \frac{L}{2}, \quad y_0 = \frac{2K + N}{2}.$$

Координаты точки  $(x_4, y_4)$  определяются из условия пересечения цепной линии прямой, проходящей через точку  $(x_0, y_0)$  перпендикулярно отрезку  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$ , то есть из системы уравнений:

$$\begin{cases} ax_4 + by_4 + c = 0 \\ y_4 = K \cdot ch \frac{x_4}{K} \end{cases}, \quad (6)$$

Определим коэффициенты прямой  $a, b, c$ . Пусть прямая, проходящая через точки  $(x_1, y_1)$  и  $(x_2, y_2)$ , имеет коэффициенты  $a_1, b_1, c_1$ . Тогда  $a_1 x_1 + b_1 y_1 + c_1 = 0$ ,  $a_1 x_2 + b_1 y_2 + c_1 = 0$ . Вычитая эти уравнения, получим  $a_1(x_2 - x_1) + b_1(y_2 - y_1) = 0$ . Условие перпендикулярности указанных прямых имеет вид  $a_1 a + b_1 b = 0$ , тогда  $a = x_2 - x_1$ ,  $b = y_2 - y_1$ . Коэффициент  $c$  определим из условия прохождения данной прямой через точку  $(x_0, y_0)$   $ax_0 + by_0 + c = 0$ , то есть  $c = -ax_0 - by_0$ .

С учётом значений  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_0, y_0$  окончательно получим

$$a = L, \quad b = N, \quad c = -\frac{L^2 + (2K + N)N}{2}. \quad (7)$$

Из первого уравнения системы (6) с учётом (7) находим

$$y_4 = \frac{-2Lx_4 + L^2 + (2K + N)N}{2N}. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) во второе уравнение системы (6) получим трансцендентное уравнение для нахождения  $x_4$

$$-\frac{2Lx_4}{N} + \frac{L^2}{N} + 2K + N = K \left( \exp\left(\frac{x_4}{K}\right) + \exp\left(-\frac{x_4}{K}\right) \right). \quad (9)$$

Численно решив уравнение (9) найдём  $x_4$ , а затем из уравнения (8) определим  $y_4$ .

Выражение (5) для вычисления величины прогиба окончательно можно записать в виде

$$P = \sqrt{\left(x_4 - \frac{L}{2}\right)^2 + \left(y_4 - \frac{2K + N}{2}\right)^2}, \quad (10)$$

где  $x_4, y_4$  определяются выражениями (8), (9).

Для представления части цепной линии дугой окружности, которая будет использована в качестве оси криволинейного элемента диска, имеющей прогиб  $P$ , необходимо определить координаты её центра и радиус указанной окружности, проходящей через три точки  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$  и  $(x_3, y_3)$ , лежащие на рассматриваемой цепной линии, из системы уравнений:

$$(x_n - x_c)^2 + (y_n - y_c)^2 = R^2, \quad (n=1, 2, 3), \quad (11)$$

где  $x_c, y_c$  – координаты центра окружности с радиусом  $R$ .

Решая систему трёх уравнений (5) с тремя неизвестными, получаем:

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{(x_3 - x_c)^2 + (y_3 - y_c)^2} \\ x_c &= \frac{(w_1 \cdot v_2 - w_2 \cdot v_1)}{(u_1 \cdot v_2 - u_2 \cdot v_1)}, \\ y_c &= \frac{(w_1 \cdot u_2 - w_2 \cdot u_1)}{(u_2 \cdot v_1 - u_1 \cdot v_2)} \end{aligned} \quad (12)$$

где  $u_1 = 2x_3 - 2x_1$ ;  $u_2 = 2x_3 - 2x_2$ ;  $v_1 = 2y_3 - 2y_1$ ;  $v_2 = 2y_3 - 2y_2$ ;

$w_1 = x_3^2 + y_3^2 - x_1^2 - y_1^2$ ;  $w_2 = x_3^2 + y_3^2 - x_2^2 - y_2^2$ .

На рис. 1 представлено окно программы расчёта константы цепной линии и параметров приближенной к ней дуги окружности.

Известно, что величина радиуса окружности  $R$  и координаты её центра  $(x_c, y_c)$  однозначно определяются координатами трёх любых точек, лежащих на этой окружности. Три точки с координатами  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$  и  $(x_3, y_3)$ , лежащими на цепной линии, показаны на рис. 1. Координаты  $(x_1, y_1)$  и  $(x_2, y_2)$  принадлежат крайним точкам рассматриваемой кривой, а

координаты третьей точки, лежащей на цепной линии, следующие:  
 $x_3 = -x_2$ ;  $y_3 = y_2$ .

В этом случае касательная к дуге окружности в точке  $(x_1, y_1)$  будет параллельной оси  $OX$ , что существенно упрощает процесс проектирования осей и образующих элементов дисков колёс.

В правом нижнем углу окна программы предусмотрена таблица, в которой в каждом конкретном случае не менее чем в 100 точках рассчитываются отклонения дуги окружности от цепной линии. Определяются также среднее и максимальное отклонения. Предусмотрено окно контрольного построения указанных кривых и выполнение чертежа.

Метод проектирования новых конструкций железнодорожных колёс с криволинейными дисками на базе разработанной теории требует выполнения ряда этапов.

Вначале необходимо построить криволинейную ось диска колёса с учётом предварительно установленных величин  $H$  и  $A$ , которые определяют её высоту и ширину, и привязки её, например, к ободу. При этом задаётся количество криволинейных элементов, из которых будет состоять проектируемый диск, и выбирается схема оси диска, в конечном итоге определяющая его форму.

Схема оси диска представляет собой совокупность прямоугольников, количество которых равно количеству криволинейных элементов диска. Прямоугольники всегда располагаются, во-первых, внутри общего прямоугольника с размерами  $H$  и  $A$  и, во-вторых, последовательно один за другим по высоте  $H$ .

Примеры схем осей диска представлены на рис. 2 – 7. Естественно возможно использование и иных вариантов схем, причём как с другим количеством прямоугольников, так и с отличающимися порядками их расположения.

Размеры (высоту и ширину) каждого из прямоугольников, внутри которых между диагонально расположенными вершинами располагают оси криволинейных элементов диска, рассчитывают по формуле (2). Из неё следует, что отношение соответствующих высот и ширин двух расположенных рядом прямоугольников может быть равно  $k_1$  или  $k_2$  (см. (1)) по выбору проектировщика. Отношение соответствующих радиусов дуг окружностей, которые являются осями двух расположенных рядом элементов диска, также должно быть равно  $k_1$  или  $k_2$ , соответственно. При этом дуги окружностей в точке их соединения всегда будут сопрягаться по общей касательной.

Радиус дуги окружности, являющейся рассматриваемой осью, рассчитывают по формуле (12). В окне программы (см. рис. 1) показано, что для расчёта радиуса и координат центра дуги окружности требуется задать высоту и ширину соответствующего прямоугольника.



Рассмотрим примеры спроектированных на основе формул (2), (10), (12) профилей колёс (см. рис. 2 – 7). В них форма и размеры обода и ступицы, а также их взаимное расположение сохранены такими же, как у колёс  $\varnothing 957$  мм с плоскоконическим диском [3]. Диаметр отверстия в ступице у всех колёс (см. табл. 1) равен 190 мм.

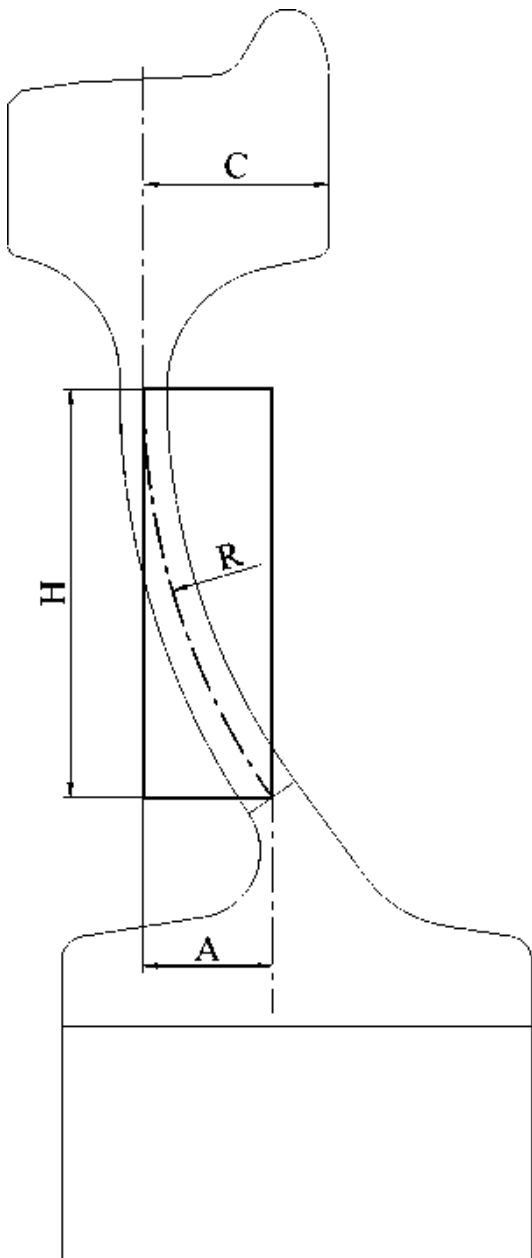


Рисунок 2 – Однорядусный диск колёса (радиус оси диска определён с учётом прогиба цепной линии)

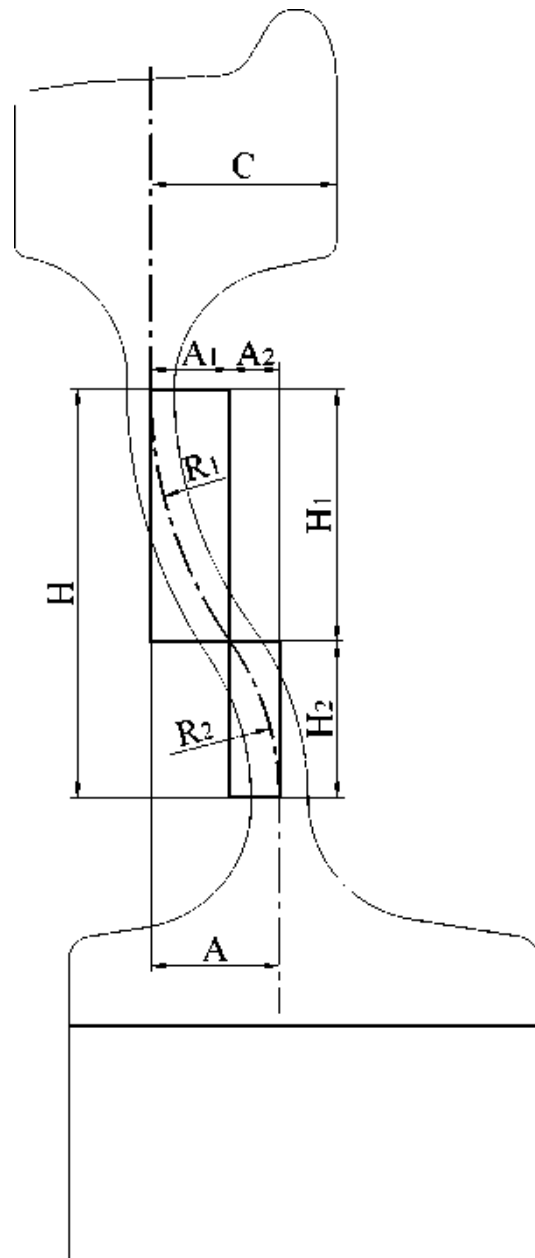


Рисунок 3 – Двухрадиусный диск колёса (учтены следующие соотношения.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{A}{A_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{R_1}{R_2} = k_1)$$

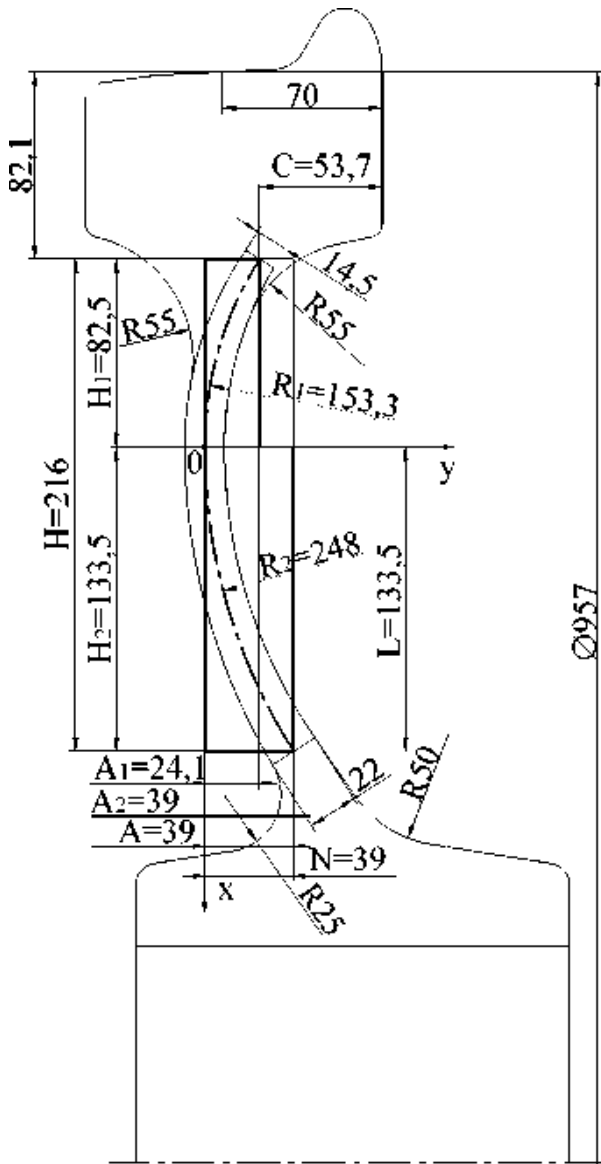


Рисунок 4 – Двухрадиусный диск колёса (учтены следующие соотношения:  $\frac{H_2}{H_1} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{R_2}{R_1} = k_1$ )

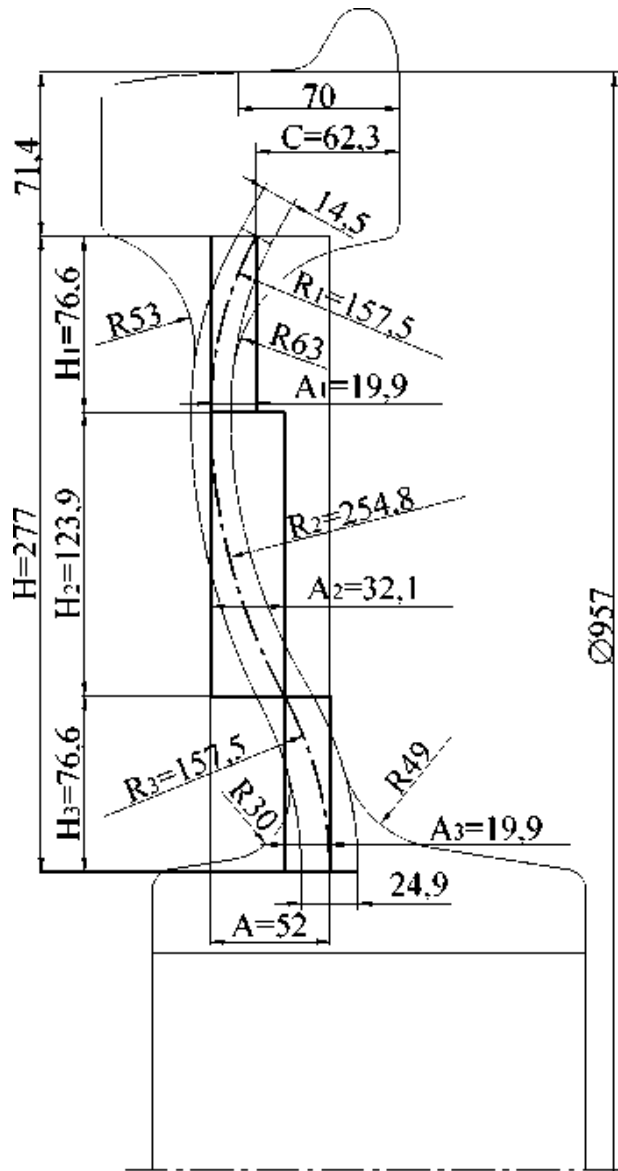


Рисунок 5 – Трёхрадиусный диск колёса (учтены следующие соотношения:  $\frac{H_2}{H_1} = \frac{A}{A_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{A_2}{A_3}$  )  
 $\frac{R_2}{R_1} = \frac{R_2}{R_3} = k_1$

Профиль колёса, представленный на рис. 2, имеет однорадиусный диск. Величина радиуса оси диска рассчитана по формуле (12).

Профили колёс, представленные на рис. 3-7, имеют двух-, трёх- и четырёхрадиусные диски и поэтому при их проектировании разработанная теория использовалась в полном объёме. Учтённые соотношения типа (2) по каждой оси диска представлены в подрисуночных надписях.

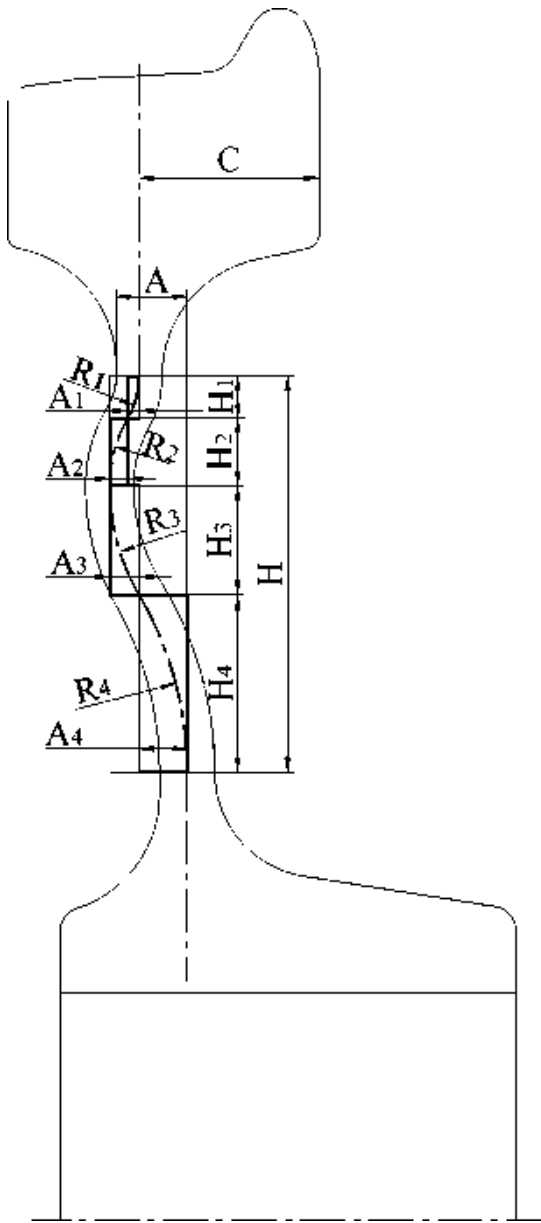


Рисунок 6 – Четырехрадиусный диск колеса (учтены следующие соотношения:

$$\frac{H_4}{H_3} = \frac{H_3}{H_2} = \frac{H_2}{H_1} = \frac{A}{A_4} = \frac{A_4}{A_3} = \frac{A_3}{A_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{R_4}{R_3} = \frac{R_3}{R_2} = \frac{R_2}{R_1} = k_1$$

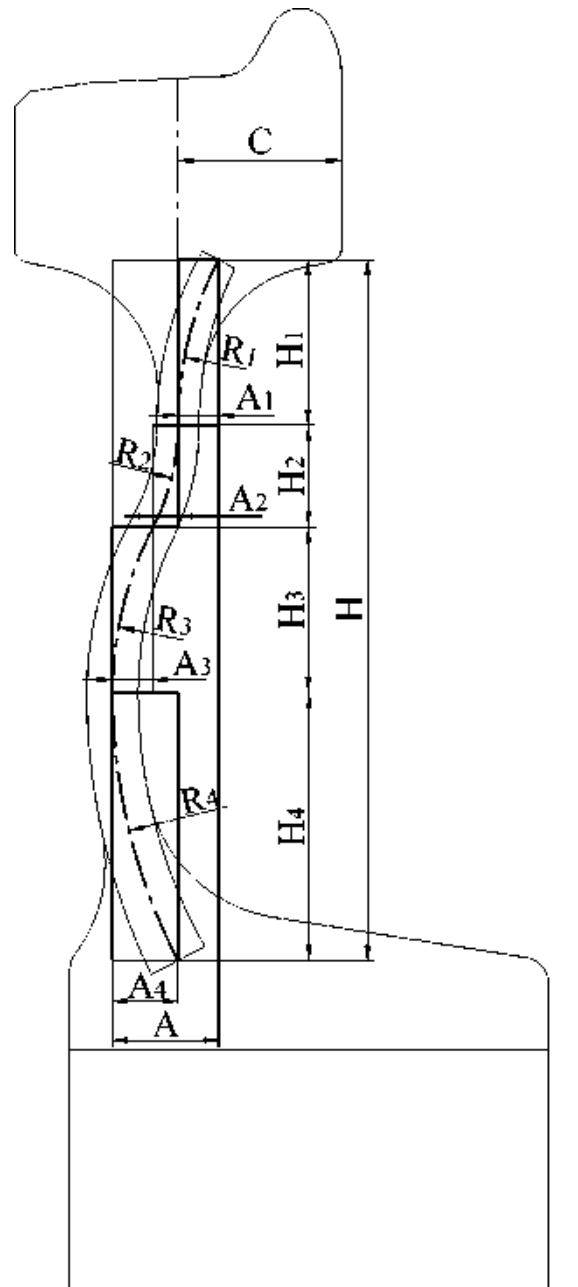


Рисунок 7 – Четырехрадиусный диск колеса (учтены следующие соотношения:

$$\frac{H}{H_4 + H_3} = \frac{H_4}{H_3} = \frac{H_3}{H_2} = \frac{H_1}{H_2} = \frac{A}{A_4} = \frac{A_4}{A_3} = \frac{A_3}{A_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{R_4}{R_3} = \frac{R_3}{R_2} = \frac{R_1}{R_2} = k_1$$

В окне программы (см. рис. 1), даны результаты расчёта величины радиуса дуги окружности, являющейся осью нижнего элемента диска и координат центра этой окружности для профиля колеса, показанного на

рис. 4. Аналогично были рассчитаны величины радиусов осей элементов дисков для всех представленных колёс.

После построения осей всех элементов диска через точки их сопряжения необходимо провести прямые линии перпендикулярно к общим касательным с дугами окружностей в этих точках. Отложив на перпендикулярах отрезки прямых, соответствующие толщинам диска, получим крайние точки образующих для каждого элемента диска.

Используя координаты этих точек по формуле (12) рассчитываются радиусы дуг окружностей, которые и являются этими образующими, а также координаты центров указанных окружностей. Также как и при проектировании осей элементов диска, указанные выше дуги сопрягаются по общим касательным в точках их соединения.

На заключительном этапе проектирования профиля колёса выполняется моделирование его напряжённо-деформированного состояния от действия эксплуатационных нагрузок. Анализ полученных результатов позволяет сделать соответствующие выводы о пригодности разработанной конструкции колёса для конкретных условий его эксплуатации. В случае необходимости дополнительно выполняются корректировки, которые могут изменить: взаимное расположение обода и ступицы; величины  $H$  и  $A$ , определяющие высоту и ширину оси диска; величину  $C$  (см. рис 2-7), нормирующую положение диска относительно боковой поверхности обода с внутренней стороны колёса, а также схему оси диска, определяющую ее форму.

После реализации корректировок дальнейшее проектирование профиля колёса является строго формализованной на базе формул (2), (10), (12) процедурой, которая после выполнения чертежа нового колёса завершается проверкой его напряжённо-деформированного состояния от действия эксплуатационных нагрузок.

Предложенный метод позволяет исключить необходимость назначения величин радиусов дисков колёс исходя из конструктивных соображений, а также реализовать системный подход при проектировании новых конструкций железнодорожных колёс с криволинейными дисками, позволяющий разрабатывать как совершенно новые конфигурации дисков, так и традиционно известные, но во всех случаях характеризующиеся соотношениями размеров, которые определяются зависимостями (2), (10) и (12).

Профили всех спроектированных колёс, показанные на рис. 2 – 7, имеют диаметр по кругу катания 957 мм. Они построены по размерам, которые получены в результате применения формул (2) и (12) и предложенного выше метода расчёта. Часть из них (см. рис. 2, 3, 6, 7) представлены в виде схем, демонстрирующих возможности нового подхода по созданию различных конфигураций дисков колёс. На чертежах двух профилей колёс, показанных на рис. 4, 5 даны все требуемые размеры. Указанная информация представлена в связи с тем, что для этих новых колёс выполнены рас-

чѣты напряжѣнно-деформированного состояния их элементов от действия эксплуатационных нагрузок (см. табл. 1).

Таблица 1 – Сравнительные характеристики колѣс

		Конструкция колѣса			
		с плоско-коническим диском, $m=367\text{кг}$ (на основе рис. А.1 [3])	с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб, $m=393\text{кг}$ (на основе рис. А.2 [3])	с двух-радиусным диском, $m=367\text{кг}$ , (на основе рис. 4 настоящей статьи)	с трех-радиусным диском, $m=367\text{кг}$ , (на основе рис. 5 настоящей статьи)
Нагрузка по схеме I					
Максимальная относительная интенсивность напряжений в диске (в скобках даны значения с учетом расклинивания колеи)	внутренняя сторона колѣса	$0,43 \sigma_T$ ( $0,51 \sigma_T$ ) (под ободом)	$0,43 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)	$0,38 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)	$0,38 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)
	наружная сторона колѣса	$0,48 \sigma_T$ ( $0,57 \sigma_T$ ) (в зоне дуги под ободом)	$0,64 \sigma_T$ (в начале дуги под ободом)	$0,56 \sigma_T$ (в зоне дуги под ободом)	$0,51 \sigma_T$ (в зоне дуги под ободом)
Отклонение гребня под нагрузкой, мм	от рельса		0,08	0,01	0,01
	к рельсу	1,44			
Перемещение обода по вертикали (гребень /полевая часть), мм		0,29/0,77	0,31/0,23	0,44/0,25	0,51/0,22
Нагрузка по схеме II					
Максимальная относительная интенсивность напряжений в диске	внутренняя сторона колѣса	$0,78 \sigma_T$ (в зоне дуги под ободом)	$0,78 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)	$0,61 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)	$0,64 \sigma_T$ (в зоне центрального выгиба)
	наружная сторона колѣса	$0,45 \sigma_T$ (под ободом)	$0,67 \sigma_T$ (под ободом)	$0,64 \sigma_T$ (в зоне дуги под ободом)	$0,54 \sigma_T$ (под ободом)

С целью реализации возможности выполнения сопоставительного анализа параметров напряжённо-деформированного состояния новых профилей колёс и известных аналогичные расчёты выполнены также для двух освоенных в условиях промышленного производства профилей, которые включены в ГОСТ 10791-2011 (см. табл. 1). Один из них – это профиль колёса с плоскоконическим диском. Другой профиль имеет криволинейный диск с центральным выгибом. Диаметры по кругу катания у этих колёс также равны 957 мм.

Расчёты напряжённо-деформированного состояния элементов всех колёс выполнены в системе конечно-элементного моделирования DEFORM 3D (лицензионный номер 7197) по методике, предложенной специалистами ВНИИЖТ [4, 6]. Схемы нагружения, разработанные в указанной методике и использованные в расчётах, представлены на рис. 8.

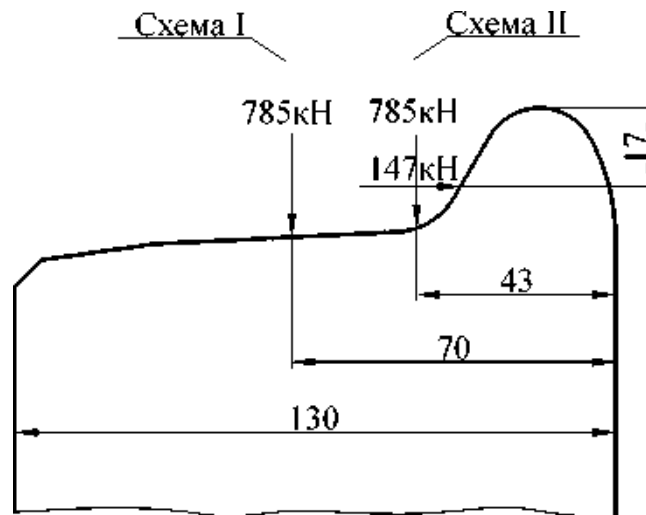


Рисунок 8 – Схемы нагружения обода при расчёте напряжённо-деформированного состояния колёса

Схема I предусматривает вертикальную нагрузку, приложенную по кругу катания, что соответствует движению колёсной пары по прямому участку пути (см. рис. 8).

Схема II предусматривает одновременное действие вертикальной и горизонтальной нагрузок (см. рис. 8), которые приложены в зоне гребня. Эта схема соответствует движению колёсной пары по кривой и является наиболее неблагоприятной.

Твердотельные модели для всех колёс были получены на базе чертежей, указанных в табл. 1, и построенных по номинальным размерам. Представленные в табл. 1 массы колёс соответствуют диаметру по кругу катания 957 мм. Расчёт напряжённо-деформированного состояния элементов колёс выполнен с учётом переточки ободьев до толщины 24 мм.

Решение указанной задачи выполняли для всего объёма колёса, так как предварительно проведённые нами исследования показали, что результаты для секторов колёса по сравнению с результатами для всего колёса имеют существенные отличия, причём как качественные, так и количественные.

Анализ полученных результатов позволяет, во-первых, сделать вывод о том, что масса новых колёс (см. рис. 4, 5) равна массе колёс с плоскоконическим диском, имеющих диаметр 957 мм, которые до настоящего времени имеют наиболее широкое применение в Украине и России. Во-вторых, величины напряжений в новых колёсах (см. рис. 4, 5), указанные в табл. 1, имеют более низкие значения и характеризуются более равномерным распределением, как при I-ой, так и при II-ой схеме нагружения по отношению к напряжениям в сравниваемых известных колёсах, в том числе и в колёсах с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб.

Выполненные расчёты также показали, что расклинивание колеи, характерное для колёс с плоскоконическим диском, помимо повышенного износа гребня также даёт повышение величин напряжений в диске под ободом (см. табл. 1) в среднем на 19%.

У новых колёс перемещение гребня под действием нагрузки по схеме I направлено в сторону от рельса, а величина этого перемещения не превышает 0,01 мм (см. табл. 1). Кроме того, под действием нагрузки по схеме I перемещение гребневой части обода по вертикали больше, чем его полевой части, а разница между этими величинами не превышает 0,29 мм. Поэтому при рассмотренных эксплуатационных нагрузках износ гребня и рельса будет снижен, расклинивание колеи будет исключено и обеспечивается более равномерный износ рабочей поверхности обода по сравнению с колесом, имеющим плоскоконический диск.

### **Выводы**

Разработаны теоретические основы проектирования железнодорожных колёс с криволинейными дисками на базе принципа «золотого сечения» и «цепной линии». На их основе предложен метод проектирования профилей колёс, который позволяет исключить необходимость назначения размеров элементов дисков, включая и величины радиусов дуг осей и образующих дисков из конструктивных соображений. Метод позволяет реализовать системный подход при проектировании новых конструкций колёс. Разработанные математические модели, метод проектирования и компьютерная программа дают основу для конструирования новых высокоэффективных сортаментных рядов колёс, предназначенных для различных условий эксплуатации. На основе предложенного метода выполнено проектирование ряда профилей колёс, имеющих криволинейные диски. Расчёты напряжённо-деформированного состояния металла, выполненные для

двух новых профилей, подтверждают их высокие эксплуатационные характеристики.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шифрин М.Ю. 35 столетий в истории колес / М.Ю. Шифрин. – Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС, 2006. – 160 с.
2. Яковченко А.В. Проектирование профилей и калибровок железнодорожных колес : монография / А.В. Яковченко, Н.И. Ивлева, Р.А. Гольшков. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – 491 с.
3. Колеса цельнокатаные. Технические условия: ГОСТ 10791 : 2011. – [Действительный от 01-01-2012]. – Минск: Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2011. – 38 с.
4. Особенности деформирования железнодорожных колес с плоскоконическими и криволинейными дисками. / А.Я. Кузовков, В.Г. Кривоногов, И.Л. Пашолок, Ю.П. Петренко // Сталь. – 2002. – № 3. – С. 84–87.
5. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 718 с.
6. Цельнокатанное железнодорожное колесо и способ его изготовления: патент 2259279 Российская Федерация: МПК В60 В 3/02, 17/00, В21/Р. / С.А. Королев, А.М. Волков, А.И. Кондрушин и др.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Выксунский металлургический завод». – N 2004100876/11; заявл. 15.01.2004; опублик. 27.08.2005, Бюл. №24. – 13с.

Надійшла до редакції 28.12.2012

Рецензент д-р техн. наук, проф. Є.М. Смирнов

С.О. Снітко, О.В. Яковченко, Н.І. Івлева

Донецький національний технічний університет, Донецьк

#### ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ПРОФІЛІВ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС З КРИВОЛІНІЙНИМИ ДИСКАМИ, ПОБУДОВАНИМИ НА БАЗІ ПРИНЦИПІВ «ЗОЛОТОГО ПЕРЕРІЗУ» І «ЛАНЦЮГОВОЇ ЛІНІЇ»

Створені теоретичні основи, новий метод і комп'ютерна програма проектування залізничних коліс з криволінійними дисками на базі принципів «золотого перерізу» і «ланцюгової лінії», які дозволяють реалізувати системний підхід при проектуванні нових конструкцій коліс.

Ключові слова: проектування профілів залізничних коліс, диски коліс, золотий переріз, ланцюгова лінія.

S. Snitko, A. Yakovchenko, N. Ivleva

Donetsk National Technical University, Donetsk

#### THEORY OF DESIGNING PROFILES OF RAILWAY WHEELS WITH CURVED DISKS, DEVELOPED ACCORDING TO "GOLDEN RATIO" AND "CATENARY"

The paper presents a theory, methods and software for designing railway wheels with curved disks based on the principles of "golden ratio" and "catenary". Thus it becomes possible to implement a system approach for wheels designing.

Keywords: designing railway wheels, wheel disk, golden ratio, catenary.