

Применение колес с биконической поверхностью катания для решения задачи высокоточного позиционирования облучателей РАТАН-600

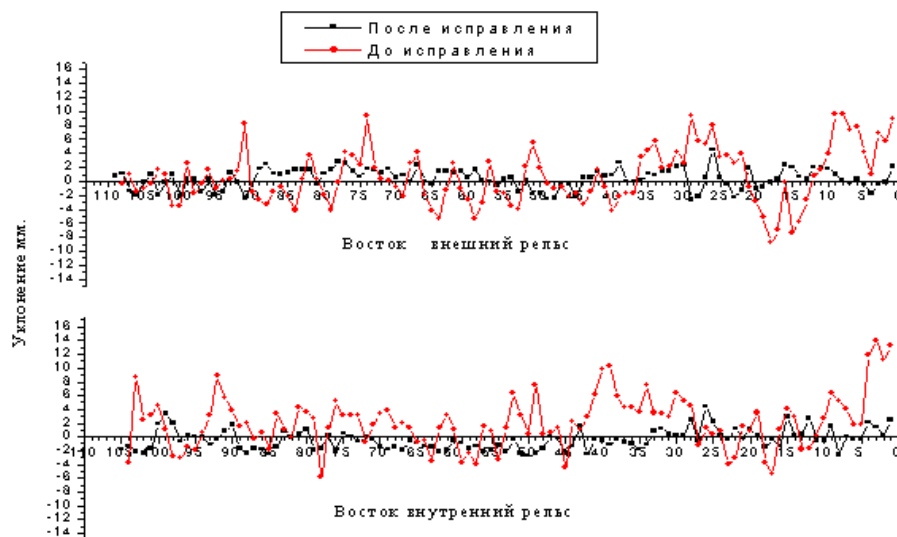
1.О проблемах позиционирования облучателя РАТАН-600 на рельсовом пути и текущем состоянии системы позиционирования облучателя

В середине 90-х годов на РАТАН-600 выполнялись работы по модернизации радиальных, а ранее дуговых, рельсовых путей Южного сектора, в частности, выполнен переход на ленточный фундамент с элементами регулировки. Рельсовый путь Северного сектора был также модернизирован, но по упрощенной схеме: бетонные шпалы на балластной призме (щебень на песчаной подушке) без установки ленточного фундамента. Как известно (см. например, <http://www.rails.ru/Spravochnye-materialy/Ballastnaya-prizma>), такой путь обладает упругими свойствами, что хорошо для скоростной нагрузки. Однако это обстоятельство неприемлемо в рассматриваемом случае, когда необходимо выполнение достаточно жёстких требований к точности и воспроизводимости геометрического положения перемещаемого облучателя, который создаёт весьма значительную статическую нагрузку на рельсы.

Рельс на ленточный фундамент дугового пути Южного сектора уложен с нарушениями проекта, в частности, изгиб рельса не был выполнен предварительно, а производился в момент укладки рельса, что привело к образованию ломаной вместо гладкой кривой и переменной кривизне дугового рельса. В результате сегодня существует проблема геометрически неправильного и нестабильного движения облучателя на дуговом рельсовом пути и для ее преодоления необходимо вернуться к выполнению проектного решения.

С целью реализации необходимой точности длительного сопровождения источников при перемещении облучателя типа 3 по дуговому рельсовому пути [13,14] в 2000 г. была проведена контрольная геодезическая съемка положения рельсового пути в плане (как отклонение от заданного радиуса см. рис.1) и в продольном профиле (отклонения по высоте). Уклонение от заданного радиуса пути составило соответственно ± 12 мм, отклонение от заданной высоты рельсового пути - ± 6 мм. В дальнейшем была проведена коррекция положения рельсового пути с применением возможных средств включая рихтовку,

нивелирование пути и шлифовку стыков. Сразу после коррекции рельсового пути упомянутые отклонения составили ± 4 мм и ± 2 мм соответственно, что улучшило равномерность движения облучателя, однако эффект был кратковременным, поскольку не была устранена основная причина колебаний



радиуса кривизны, вызванная нарушением технологии укладки рельса.

Рис 1. Отклонение от заданного радиуса восточной части дугового рельсового пути до и после радиальной коррекции

Еще одной проблемой обеспечения точности движения облучателя на дуговом рельсовом пути является его неконтролируемый разворот при реверсивных перемещениях, вызванный изменением положения колёс относительно рельса в пределах соответствующих зазоров между их ребордами (разворот облучателя относительно рельса по часовой стрелке при движении на запад и против часовой стрелки при движении на восток). Это ведет к развороту нормали к поверхности вторичного зеркала и смещению поперечного фокуса фокусирующей системы, что нельзя контролировать по индексу облучателя. Согласно проекту РАТАН-600 соответствие характера перемещения облучателя круговой траектории с необходимой точностью определяется внешним базовым рельсом. Для конструктивной реализации этого принципа колёса были выполнены безребордными, а функцию задания их однозначного положения относительно базового рельса выполняли направляющие ролики. Ролики располагались по обе стороны от вертикальной оси колеса (по два на каждое колесо) обеспечивая его разворот (рис.3-4) (разворот колёсной тележки) в текущем направлении касательной к рельсовой нити (рис.4-5).

Ролики, опирающиеся на боковую поверхность головки базового рельса, выполняли также функцию *направляющей базы* (см. ГОСТ 21495-76) платформы облучателя. Вместе со всей платформой осуществлялся их прижим к базовому рельсу, придавая тем самым облучателю однозначное положение, свободное от неконтролируемых разворотов.

В процессе эксплуатации телескопа из-за проблем при переезде пересечения путей, соединяющих радиальный путь с дуговым турникетные соединители радиального и дугового пути заменили крестовинами, а возникшая при этом проблема «мешающих» направляющих роликов была необдуманно просто решена их устранением без необходимой технической проработки вопроса.

При этом для удержания колёсной платформы облучателя на рельсовом пути безребордные колёса были заменены на двухребордные колёса, типа колёс для подкрановых путей (рис.7), причём свободный разворот колёсных тележек вокруг вертикальной оси зафиксировали.

Указанные изменения привели к нарушению принципа статической определимости конструкции, которому в полной мере отвечало проектное решение. Поэтому для исключения заклинивания реборд колёс при движении платформы, вызванного неизбежными погрешностями рельсовой колеи, расстояние между ребордами колес пришлось выполнить равным 90 мм, что обеспечивало гарантированный боковой зазор между колесом и рельсом, равный 16 мм (± 8 мм). Это обстоятельство создало соответствующую неопределённость в линейном и угловом положениях облучателя, то есть вело к недопустимой погрешности его позиционирования.

В результате в настоящее время установка облучателя типа 3 на дуговом пути выполняется с погрешностью, достигающей ± 10 мм и более (при реверсивном перемещении), в то время как необходимая погрешность позиционирования облучателя не должна превышать ± 1 мм. Указанное требование определяет точность и стабильность наведения оси диаграммы направленности по прямому восхождению в пределах $\pm 2''$ (угл.сек) что определяется полушириной диаграммы направленности менее $10''$ на волне 1 см. В таблице 1 и на рис.2 приведены результаты контроля точности установки облучателя по максимуму автоколлимационного фокального пятна, положение которого смещается на фокальной линии в зависимости от фактического разворота нормали облучателя в меридиане относительно направления Север-Юг.

Как видно из результатов автоколлимационных измерений фактическое положение поперечного фокуса системы может отклоняться от установленного по индексу облучателя на величину до 10 мм. По разбросу времени кульминации опорных источников на облучателе типа 3 (отчет Кальтман и Коржавина, 2008) ошибка в положении поперечного фокуса при установке фокуса по индексу облучателя может достигать 10-15 мм.

Таблица 2

N	Дата	Смещение фокуса, мм	АК	Примечание
1	15.01.09.	-1		Штатная установка
2	15.01.09.	+1		3 м к востоку и назад
3	15.01.09.	+4		3 м к западу и назад
4	16.01.09.	+2		Штатная установка
5	16.01.09.	0		3 м к востоку и назад
6	16.01.09.	+5		3 м к западу и назад
7	19.01.09	-3		Штатная установка
8	20.01.09.	0		Штатная установка
9	20.01.09.	+3		3 м к западу и назад
10	20.01.09.	-1		3 м к востоку и назад
11	21.01.09.	-1		Штатная установка
12	22.01.09.	-2		Штатная установка
13	22.01.09.	+10		3 м к западу и назад
14	22.01.09.	-1		3 м к востоку и назад
15	22.01.09.	+5		3 м к западу и назад
16	22.01.09.	-1		3 м к востоку и назад
17	22.01.09.	-1		3 м к западу и назад
18	22.01.09.	-6		3 м к востоку и назад
19	22.01.09.	-4		3 м к западу и назад
20	22.01.09.	-1		3 м к востоку и назад
21	23.01.09.	+3		Штатная установка

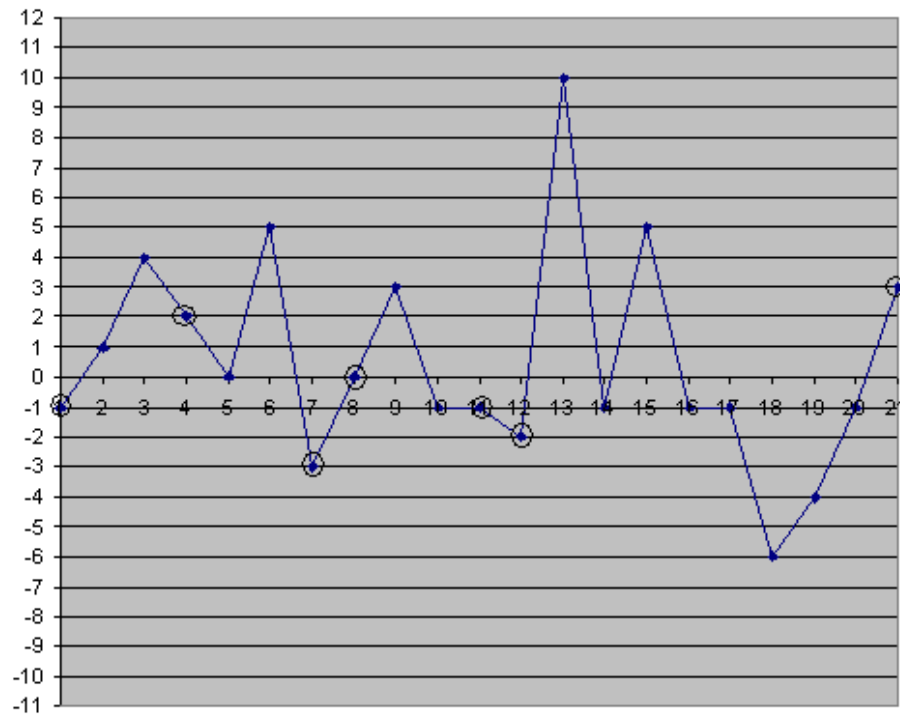


Рис.2. Поперечное смещение фокуса в мм, полученное по максимуму автоколлимационного фокального пятна на волне 8 мм в 21 установке облучателя, штатные установки обведены кружком

Проблема выходящего за допустимое значение неконтролируемого разворота облучателя существует и на радиальном пути. Согласно результатам измерений смещения луча лазера на отражающем экране разворот облучателя тип 1 в процессе движения по Северному радиальному пути может достигать значения, равного $\pm 15'$ [15]. Столь значительные развороты облучателя на дуговом и радиальном рельсовых путях совершенно неприемлемы при штатной волне наблюдений 10 мм. Выполненные антенные измерения на Северном секторе РАТАН-600 и контроль положения фокуса автоколлимационным методом продемонстрировали возможность наблюдений дискретных источников и на более коротких волнах (8 мм) [16] однако для выполнения эффективных штатных наблюдений в указанных диапазонах волн необходимо существенное повышение точности позиционирования фазовых центров облучателя и рупора в расчетный фокус антенной системы.

В последние годы в КБ РАТАН-600 был подготовлен вариант нового колеса, выполненного по тому же типу (подкранового) с расстоянием между ребордами, равным 82 мм (рис.7). Новое колесо уменьшает зазор (при безусловном выполнении требований к геометрии рельсового пути), но не исключает нарушение принципа статической определимости конструкции, даже при выполнении безребордным колеса, опирающегося на внутренний рельс.

Кроме того, вследствие движения двухребордного колёса по рельсовой кривой малого радиуса, будет присутствовать постоянное трение реборд о боковую поверхность головки рельса. Данное обстоятельство будет приводить к быстрому износу рельса, а также может служить причиной значительных вибраций и скрежета.

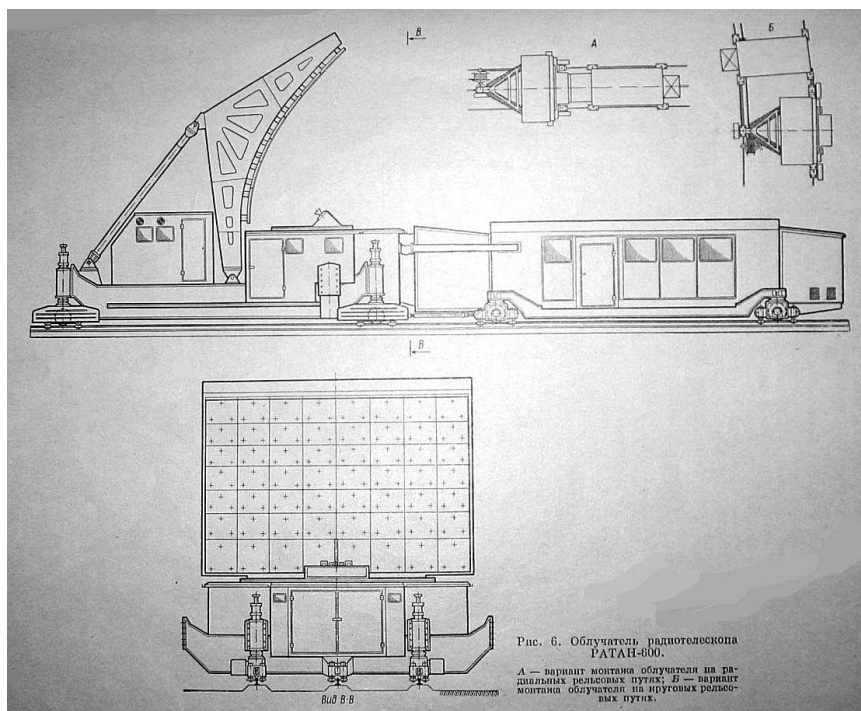


Рис 3.

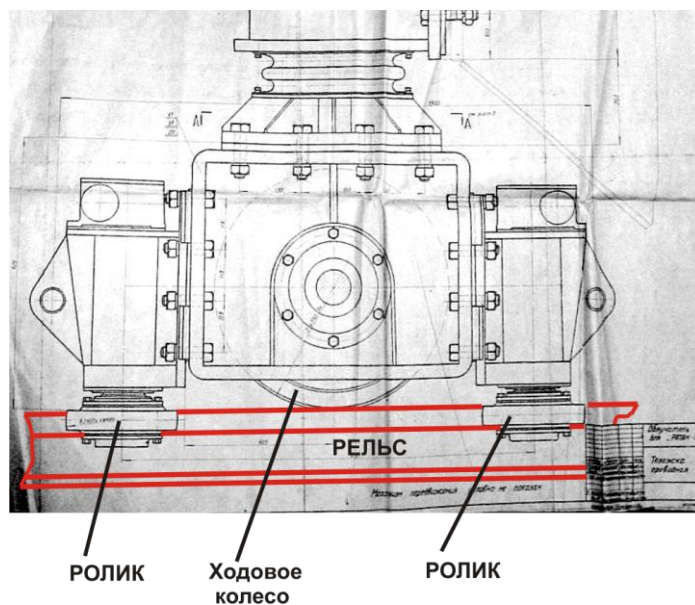


Рис.4.

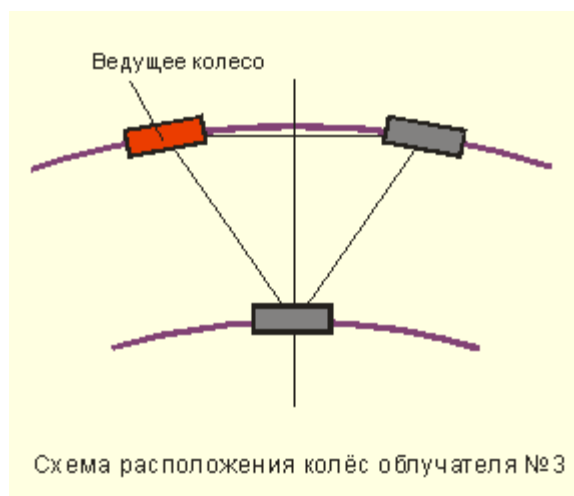


Рис.5.

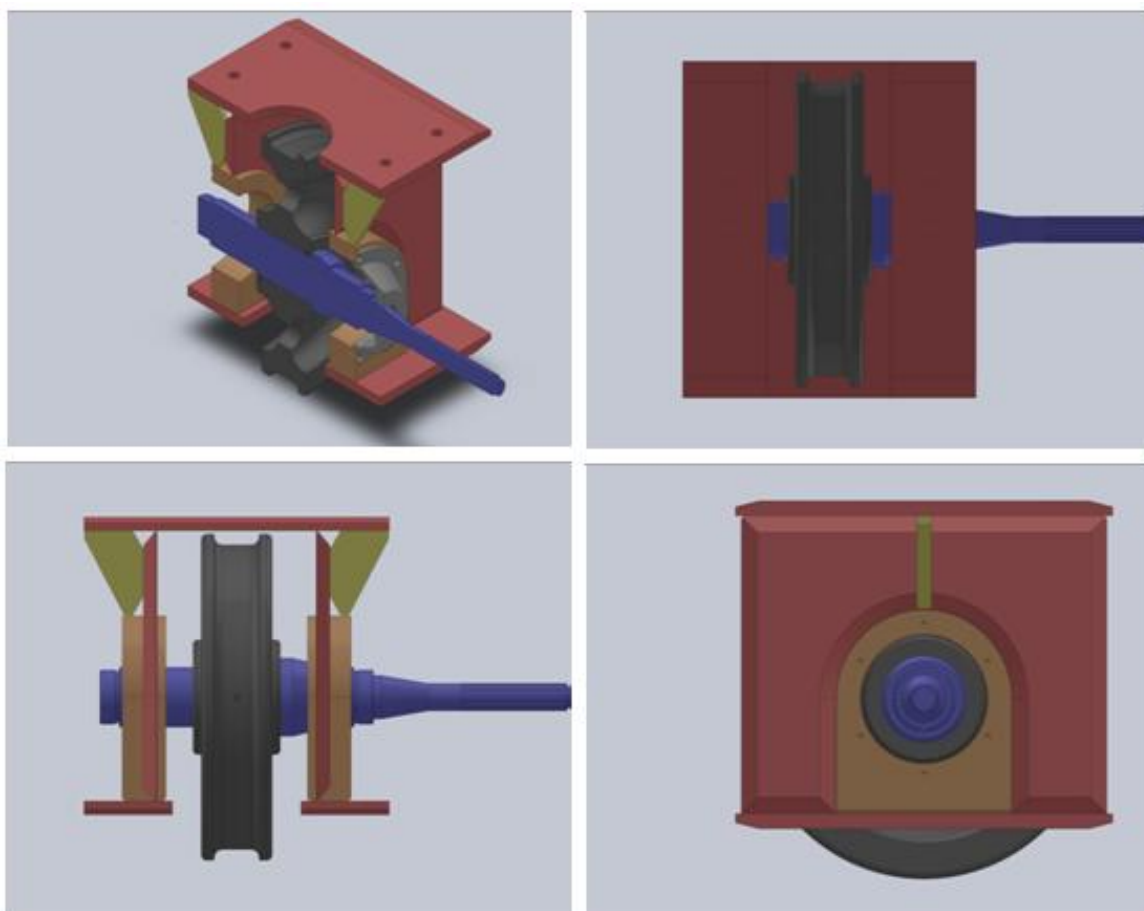
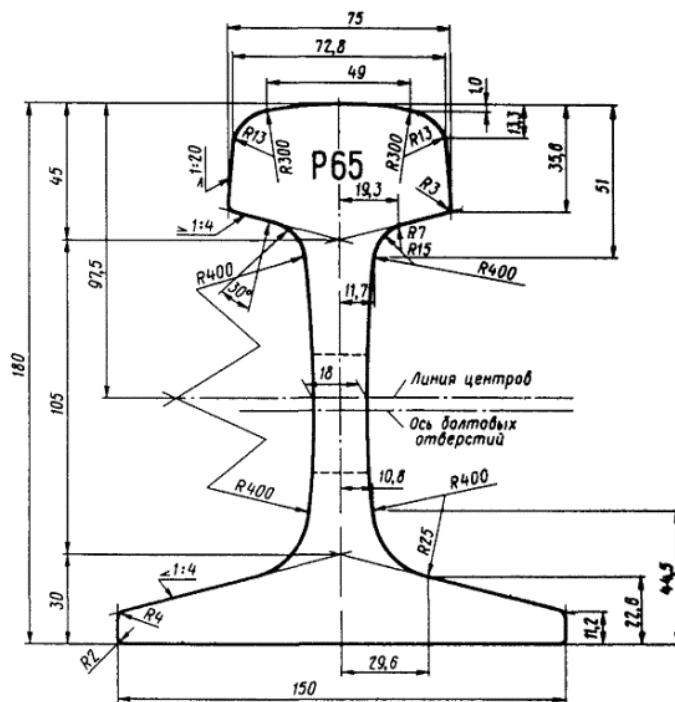


Рис.6. 3D модель приводной тележки облучателя

В этой ситуации совершенствование способа позиционирования облучателя на дуговом и радиальном рельсовом пути является давно назревшей проблемой. С целью подготовки ее решения были выполнены работы по трехмерному динамическому моделированию существующей приводной тележки. 3D



Настоящее техническое предложение заключается в создании новой конструкции двух колёс (рис.8), опирающихся на базовый внешний рельс, при установке упорного безребордного («исходной конструкции») колеса на внутренней нити рельсовой колеи. Здесь два колеса, расположенные на

внешней рельсовой нити, определяют геометрическое положение платформы и соответственно облучателя.

Предлагаемая конструкция колёс с биконической поверхностью катания выполняет функцию двойной опорной базы, обеспечивающий в данном случае самоцентрирование колеса относительно положения текущего центра симметрии в сечении базового рельса. *ДВОЙНАЯ ОПОРНАЯ БАЗА - база, используемая для наложения на объект связей, лишаящих его двух степеней свободы: перемещения вдоль двух координатных осей (ГОСТ 21495-76).* Также необходимо восстановить возможность свободного разворота колёсной тележки, обеспечив тем самым возможность самоустановки колес вдоль направления головки рельса.

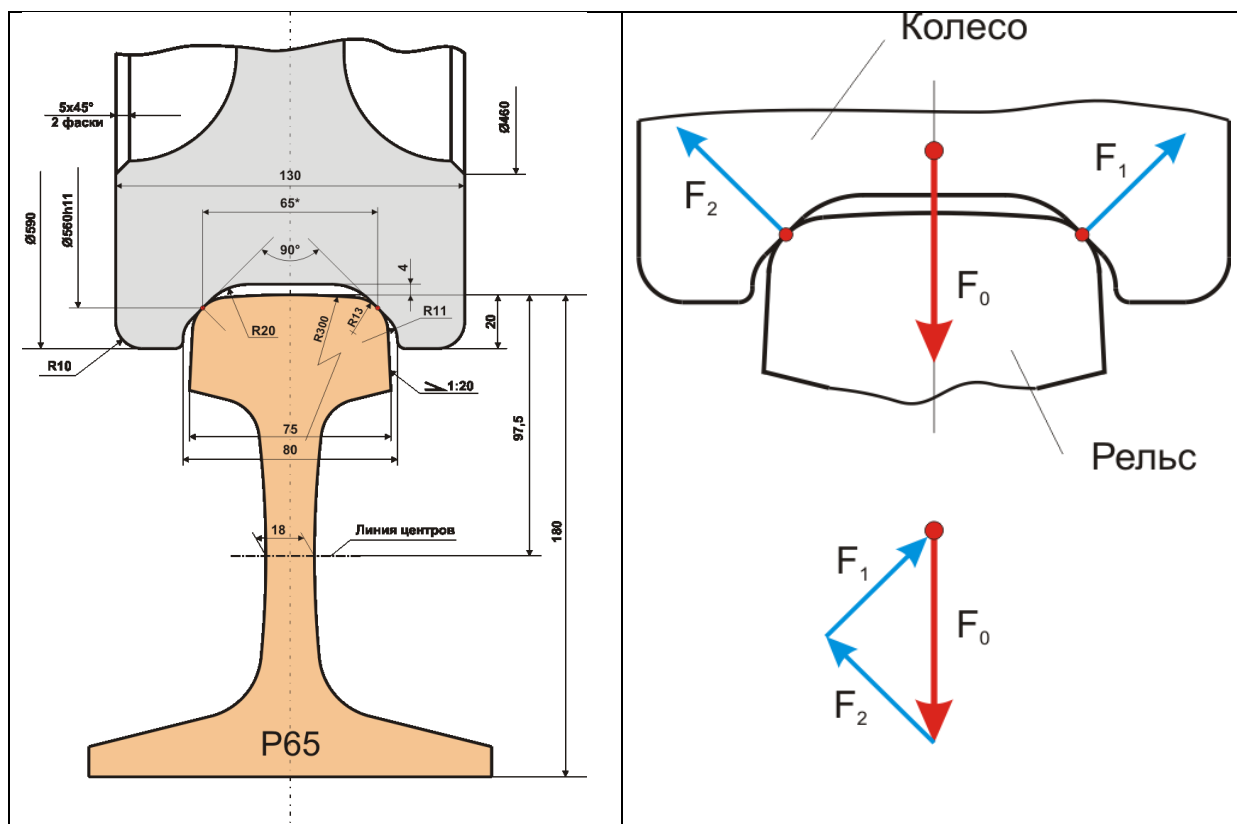


Рис.8.

По предварительным оценкам новое колесо с биконической поверхностью катания может быть установлено в существующей приводной тележке (Рис 6). Колёса платформы облучателя, соответствующие внешней рельсовой нити, должны двигаться по строго выверенной траектории, определяемой геометрическим положением этой нити. Это обеспечит требуемую точность позиционирования облучателя.

В железнодорожной практике геометрическое положение рельсового полотна задаётся требованиями к его положению в плане, а также в продольном и поперечном профилях. Обычно положение пути в плане, и в частности, соблюдение заданного радиуса закругления рельсовой нити характеризуется измеряемой величиной текущего значения стрелы прогиба рельса на хорде, равной 20 метрам, а для кривых, имеющих радиус $R < 600$ м - через 10 м (<http://www.docload.ru/Basesdoc/5/5674/index.htm#i101872>). Это обстоятельство диктуется, так называемой, трёхточечной схемой измерений, реализованной на всех путевых машинах и используемой железнодорожными метрологами-геодезистами. В данном случае контроля радиуса закругления рельсовой нити (при её укладке) погрешность оценки положения геометрического места точек оси симметрии головки рельса будет определяться величиной погрешности измерения его стрелы прогиба при заданной хорде (обычно, в зависимости от метода измерений, $0,1 \div 1$ мм). Согласно ГОСТ Р 51685-2000 рельсы ОТУ для термоупрочнённых рельсов высшего качества Р65, которые используются или могут быть применены на РАТАН-600, допуск на ширину головки рельса составляет $\pm 0,4$ мм. Таким образом, при оценке положения нити рельса от края его головки указанная величина допуска будет являться определяющей.

3. Оценка прочностных свойств пары колесо – рельс (колесо с биконической поверхностью катания)

Задача расчётной части проекта состояла в оценке возможности реализации предложенной конструктивной схемы при заданной осевой нагрузке колёс базового рельса. Если в обычном колесе с одной ребордой имеет место «точечное» взаимодействие почти цилиндрической поверхности круга катания колеса (конусность, как правило, не учитывают) с цилиндрической поверхностью приосевой части рельса, то в рассматриваемом варианте колеса основной нагрузке подвергаются боковые области головки рельса, обычно нагружаемые давлением реборды (рис.9).

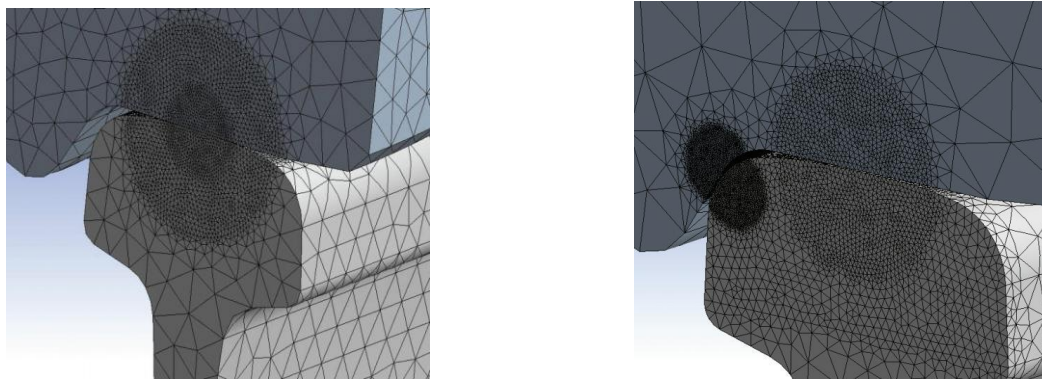


Рис.9. Конечноэлементные модели для исследования НДС системы колесо-рельс.

Расчёт напряжённо-деформируемого состояния (НДС) системы колесо-рельс в последние годы привлекает особое внимание в связи с необходимостью повышения её износостойкости и прочностной надёжности. Такой расчёт является не тривиальной задачей, решению которой посвящён ряд научных работ [1-10], инициированных, в частности, Объединённым ученым советом ОАО "РЖД" в 2010 году.

Г. Герц дал первое надежное математическое решение так называемой *нормальной* задачи, рассматривающей силы, действующие нормально к поверхностям, и которая формулируется следующим образом. Два ненагруженных тела (в нашем случае это поверхности катания колеса и рельса) касаются в одной точке. Расстояние между недеформированными телами может быть найдено геометрически, если известны радиусы кривизны тел в точке контакта. При контактном нагружении сила действует на малом участке взаимодействующих поверхностей, вследствие чего в поверхностном слое металла возникают высокие местные (локальные) напряжения. При теоретическом решении задачи о напряжённом состоянии в зоне контакта упругих тел предполагают, что нагрузка статическая, материалы тел изотропны, площадка контакта мала по сравнению с поверхностями и *действующие силы направлены нормально к этой площадке*. В зоне соприкосновения образуется площадка, размеры и форма которой зависят от упругости материалов и геометрических параметров сжимаемых тел.

В общем случае задача контакта качения двух упругих тел, имеющих одинаковые характеристики упругости, как это имеет место для колеса и рельса, может быть представлена отдельно в виде нормальной и тангенциальной задач. Цель первой задачи состоит в определении размера и формы площадки контакта, а также распределения нормальных контактных напряжений. Результаты решения нормальной задачи используются для нахождения решения тангенциальной, заключающейся в нахождении распределения касательных напряжений и момента в зонах сцепления и проскальзывания контактной площадки.

Нами были проделаны соответствующие расчёты для оценки контактных напряжений при статическом взаимодействии поверхности катания предлагаемого колеса (рис.8) с используемым на РАТАН-600 рельсом типа Р65(рис 6). Осевая нагрузка каждого колеса, опирающегося на базовый рельс, была принята равной $F_0 = 25000 \text{ кГс}$. В расчётах упругие свойства колеса и рельса, описываемые коэффициентом Пуассона ν и модулем упругости E , считаются одинаковыми. Их значения приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Механические свойства материалов колеса и рельса

Механические свойства	Материал колеса ГОСТ 398-96, Сталь колесная марки 1,2 ГОСТ 10791-89	Рельс Р65 ГОСТ 18267-82 ГОСТ Р 51685- 2000
Плотность, кг/м ³	7850	7850
Модуль Юнга (E), Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона (ν)	0,3	0,3

Каждая коническая поверхность катания рассматривалась в зоне контакта с рельсом как цилиндр с эффективным радиусом R_1 , скрещенный с цилиндрической головкой рельса, имеющей радиус $R_2 = 13 \text{ мм}$ (см. рис.8 и рис.10).

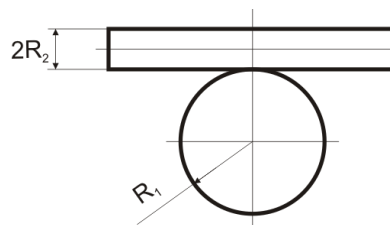


Рис.10

В этом случае при осевой нагрузке колеса F_0 и действующей нормально к контакту силе $F_1 = F_0 / \sqrt{2}$, зона контакта приобретает форму эллипса, (см. рис.10), с большой полуосью в направлении продольной оси рельса.

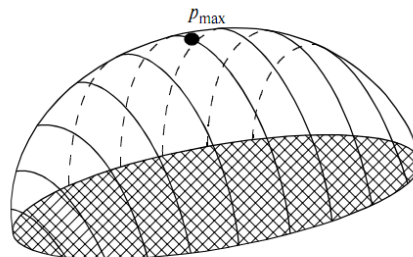


Рис.11. Распределение нормальных напряжений на площадке контакта

Определение значения радиуса R_1 осуществлялось построением нормального сечения конической поверхности колеса методом начертательной геометрии

(рис. 12), а затем по координатам трёх точек К, L, М, включая точку контакта L, и двух, расположенных вблизи неё, решением соответствующей системы уравнений была рассчитана величина радиуса $R_1 = 731,4 \text{ мм}$.

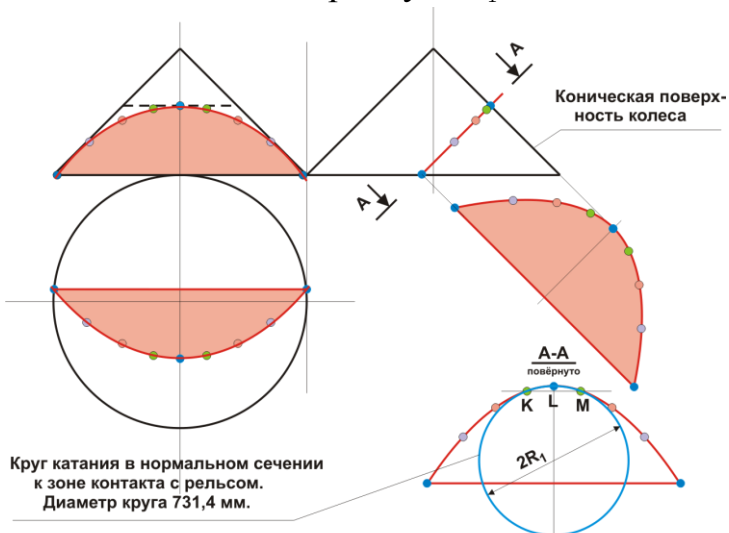


Рис.12. К оценке эффективного радиуса R_1

Волокна материала в зоне действия максимальных давлений находятся в состоянии всестороннего сжатия. В них возникают взаимно перпендикулярные напряжения сжатия $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ и направленные к ним под углом 45° октаэдрические напряжения сдвига $0,5 \cdot (\sigma_z - \sigma_y); 0,5 \cdot (\sigma_z - \sigma_x); 0,5 \cdot (\sigma_y - \sigma_x)$. Распределение этих напряжений (в долях максимального давления $p_{\max}$ на площадке контакта) по глубине поверхностного слоя (в долях ширины b площадки контакта) показано на рис.13 б.

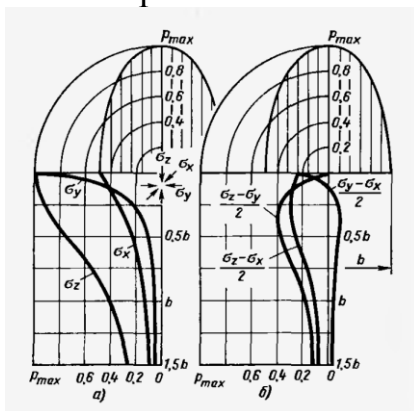


Рис.13. Нормальные а) и тангенциальные б) напряжения в зоне контакта колесо-рельс

Нормальные напряжения имеют наибольшую величину на поверхности материала ($\sigma_x = \sigma_y = p_{\max}; \sigma_z = 0,5 \cdot p_{\max}$); касательные напряжения – на расстоянии

$(0,25 \div 0,4) \cdot b$ от поверхности.

В условиях всестороннего сжатия предел текучести закалённых сталей высокой прочности достигает 3000÷5000 МПа, что примерно в 4-5 раз больше предела текучести при одноосном напряжении сжатия. Допускаемые напряжения в зависимости от качества стали составляют от 1000 до 2500 МПа.

Для приведённых параметров материала колеса и рельса были получены следующие расчётные формулы для оценки контактных напряжений и деформаций при взаимодействии пары колесо (с биконической поверхностью катания) – рельс Р65.

$$a = 0,0109 \cdot n_a \cdot \sqrt[3]{F_{1,2} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}, \quad \text{см} \quad \text{большая полуось эллипса контакта,}$$

$$b = 0,0109 \cdot n_b \cdot \sqrt[3]{F_{1,2} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}, \quad \text{см} \quad \text{малая полуось эллипса контакта;}$$

$$\delta = 523 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{2 \cdot K}{\pi \cdot n_a} \cdot \sqrt[3]{F_{1,2}^2 \cdot \frac{R_1 - R_2}{R_1 \cdot R_2}}, \quad \text{см} \quad \text{величина сближения;}$$

$$p_{\max} = \frac{4000}{n_a \cdot n_b} \cdot \sqrt[3]{F_{1,2} \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2} \right)^2}, \quad \text{кгс/см}^2 \quad \text{максимальное контактное напряжение,}$$

Где $F_{1,2}$ – нормальная нагрузка (кгс);

$$n_a(R_1 = 731.4, R_2 = 13) = 3,6;$$

$$n_b(R_1 = 731.4, R_2 = 13) = 0,425;$$

$$K(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - e^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad - \text{полный эллиптический интеграл первого рода;}$$

$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2}. \quad - \text{относительный эксцентриситет эллипса.}$$

Для рассматриваемого случая вычисленные значения, необходимые для оценки прочностных свойств пары колесо – рельс, составили:

$$a = 23,757 \text{ мм}; \quad b = 2,805 \text{ мм}; \quad p_{\max} = 1,26 \cdot 10^4 \text{ кгс/см}^2 = 1260 \text{ МПа.}$$

Обычно контактные напряжения на поверхности катания колеса

грузового вагона находятся в пределах 1300 – 1700 МПа. Причём в зоне касания гребня этого колеса и рабочей грани головки наружного рельса уровень контактных напряжений может достигать 3000 МПа [4]. Подобные значения указываются и в работе [10], из которой ниже приведён рис.14.

Из изложенного следует вывод, что предлагаемая конструкция колеса с биконической поверхностью катания удовлетворяет требованию прочностной надёжности.

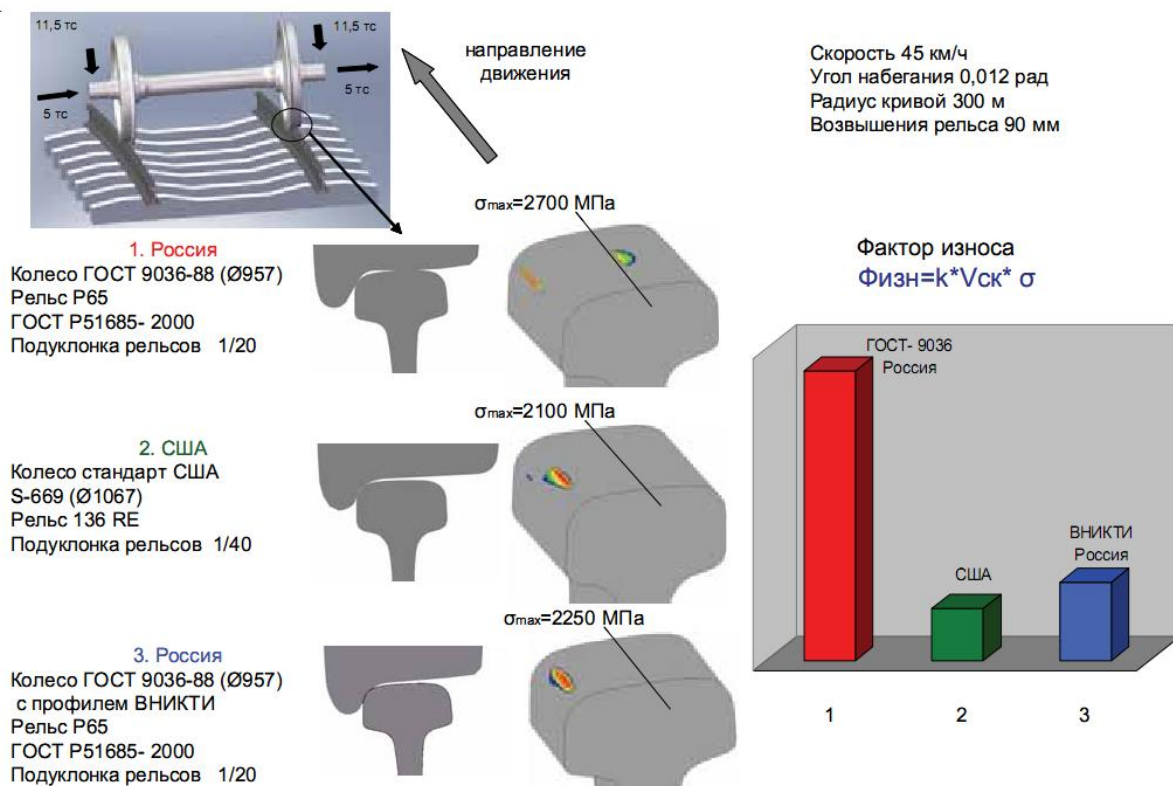


Рис.14. Влияние профилей контакта колесо-рельс на фактор износа

4. Анализ возможности самоцентрирования колёс облучателя РАТАН-600 относительно базового рельса

В предлагаемой конструкции заложена идея самоцентрирования каждого колеса, как относительно положения оси симметрии в поперечном сечении рельса, так и вдоль его текущего направления.

Оценим величину центрирующего усилия F_c , возникающего в зоне контакта колеса и рельса под действием вертикальной осевой нагрузки P_0 с

учётom преодоления силы трения $F_{тр}$ в указанной зоне контакта. Это усилие необходимо для самоцентрирования колеса, то есть для его линейного сдвига в направлении оси X (рис.15 а), а также, будучи приложенным к разнесённым точкам $C1$, $C2$ поверхности катания колеса, для его углового разворота вокруг вертикальной оси O (рис.15 б).

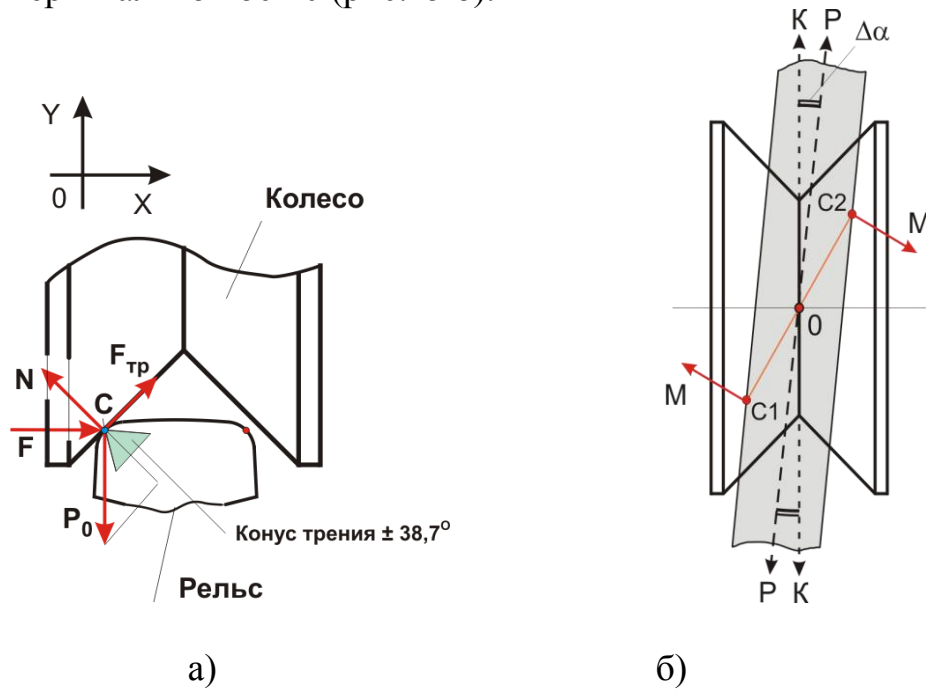


Рис.15 а, б. К расчёту центрирующей силы

Рассмотрим статическое равновесие системы колесо-рельс (рис 15а) в случае, когда колесо децентрировано относительно головки рельса и контакт в системе происходит только в одной зоне, расположенной в окрестности точки контакта C .

Для оценки статического равновесия колеса отбросим мысленно рельс, заменив его действие на колесо нормальной реакцией N и силой трения $F_{тр}$. Кроме того, на колесо действует известная сила - осевая нагрузка P_0 , а также активная сила F , прижимающая колесо к рельсу и обеспечивающая статическое равновесие системы.

Уравнение статического равновесия вдоль оси X (проекции сил на ось X) будет иметь вид:

$$F_{тр_x} - N_x + F = 0$$

или

$$P_0 \cdot \cos^2(\pi/4) \cdot [f_C - 1] + F = 0,$$

где f_C - коэффициент трения в зоне C контакта колеса с рельсом.

Откуда для рассматриваемого случая будем иметь

$$F = 0,5 \cdot (1 - f_c) \cdot P_0.$$

Коэффициент трения покоя сталь по стали – $0,16 \div 0,8$; трения скольжения – $0,03 \div 0,09$.

Величина коэффициента трения пары колесо - рельс изменяется от 0,08 на смазанных рельсах до 0,6 на чистых сухих. От твердости колес и рельсов коэффициент трения практически не зависит [1]. Окислы железа, песок, промывка обильным количеством воды повышают, а различная органика, глинистые дисперсные растворы, образующиеся из пыли и ржавчины с небольшим количеством воды, снижают коэффициент трения пары колесо - рельс. При этом коэффициент трения не превышает значения 0,6 [2].

Выберем наихудший вариант: $f_c = 0,6$. Тогда при $P_0 = 25000 \text{ кгс}$ получим $F = 0,2 \cdot P_0 = 5000 \text{ кгс}$.

Величину силы F можно считать равной максимально возможному значению искомого центрирующего усилия F_c направленного в сторону, противоположную вектору F . Если усилие F_c окажется больше, чем приведённое действие сил реакции в системе платформа облучателя – рельсовый путь (трение в опорах второго базирующего колеса, преодоление силы трения при сдвиге колеса, опирающегося на внутренний рельс), то рассматриваемое колесо соскользнет вдоль конической поверхности катания и самоцентрируется относительно рельса.

Рисунок 16 иллюстрирует изложенное выше на примере центрирования колеса С.

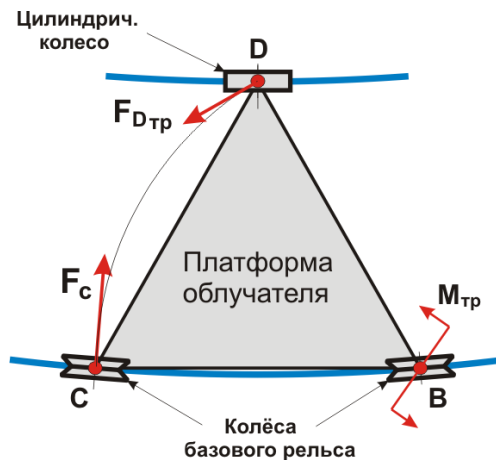


Рис.16.

Действие центрирующей силы F_c направлено на исключение статической неопределённости в положении колеса С за счёт разворота всей платформы вокруг вертикальной оси колеса В. Однако её действию противостоят сила трения F_{Dmp} в точке контакта колеса D с рельсом и момент трения $M_{тр}$ в

подшипниках вертикальной оси тележки колеса В. Так как отрезок СВ равен 10 метрам, то достаточно очевидно, что действием момента $M_{тр}$ можно пренебречь. Основное влияние на возможность самоцентрирования колеса С будет оказывать сила трения F_{Dmp} поперечного скольжения колеса D. Для её оценки требуется достаточно точно знать осевую нагрузку P_{0D} колеса D, так как $F_{Dmp} = f_D \cdot P_{0D}$. Если принять величину осевой нагрузки $P_{0D} = 10000 \text{ кгс}$ и $f_c = 0,6$, то самоцентрирование колеса С будет возможно в случае, когда $f_D < 0,5$. Для надёжного центрирования желательно применять смазку внутреннего рельса с помощью любой рельсовой смазки, например, с твердым смазочным веществом.

Рассмотрим случай, когда ось колеса С неортогональна текущему направлению рельса (рис.15 б). В этом случае, колесо будет опираться на головку рельса в двух точках С1 и С2, располагаемых по разные стороны от оси колеса на расстоянии l друг от друга. Скатывающие в этих точках усилия $0,5 \cdot F_c$ будут создавать момент вращения $M = \frac{F_c}{l}$ колеса вокруг его вертикальной оси (вертикальной оси колёсной тележки). Этот момент, центрирующий колесо по его направлению, будет различным, в зависимости от расстояния между точками С1 и С2. Очевидно, что, если вскатывание колеса произойдёт при его перемещении вдоль рельса на 10 мм, момент вращения M составит 50 кгс/м; вскатывание на пути в 1 мм создаст момент, равный 5 кгс/м. Дискрета отработки самоцентрирования будет ограничиваться моментом трения в нагруженных подшипниках вертикальной оси колёсной тележки. Таким образом, из полученных предварительных результатов следует вывод о необходимости более детальной проработки проекта в части уточнения исходных данных (осевых нагрузок колёс, возможности применения смазки внутреннего рельса, момента вращения нагруженной вертикальной оси колёсных тележек), а также экспериментального исследования на примере работы одного колеса.

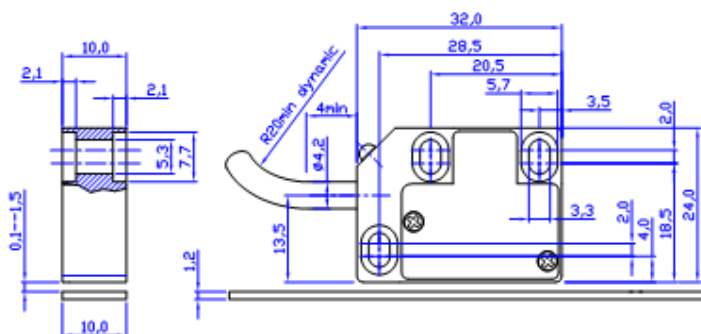
5. О способе построения измерительной системы для оценки линейной координаты и величины перемещения облучателя

Предлагается также для осуществления координатной привязки положения облучателя к системе координат телескопа создать координатно-измерительную систему на основе использования магнитных датчиков линейных перемещений типа LM10 (см. рис.9).

Датчики LM10 производятся в двух вариантах – с цифровым или аналоговым выходом. Датчики с цифровым выходом имеют диапазон разрешений 1, 2, 5, 10, 20 и 50 мкм. При разрешении 1 мкм LM10 обеспечивает максимальную скорость перемещения - 4 м/сек.



Рис.9. Внешний вид датчика LM10



Допуски при установке LM10

Размер зазора: от 0,1 до 1,5 мм

Боковое смещение: $\pm 1,5$ мм

Наклон: $\pm 3^\circ$

Уклон: $\pm 3^\circ$

Отклонение: $\pm 2^\circ$

Рис 10.

Разработанные для жестких условий эксплуатации, эти компактные датчики линейных перемещений способны функционировать при температуре от -20°C до $+85^\circ\text{C}$ и имеют степень защиты IP68,обладают высокой устойчивостью к ударам, вибрациям и давлению. Надежная магнитная шкала устойчива также к химическим веществам, применяемым в различных отраслях

промышленности.

Бесконтактная конструкция LM10 решает не только проблему трения и износа, но также отсутствия механического гистерезиса при максимальной скорости и ускорениях (рис 10). Датчик работает при перемещении над специальной магнитной лентой, которая наклеивается на термоустойчивом основании, допустимый зазор между датчиком и магнитной лентой не превышает 2 мм что обеспечивается прижимным механизмом крепления датчика.

Установленный на облучателе тип 3 цифровой инверторный привод Movitrac31C SEW EURODRIVE имеет датчик обратной связи на валу асинхронного двигателя но может работать с несколькими датчиками в том числе магнитными датчиками данного типа. Вид цифрового привода облучателя тип 3 представлен на рис 17.

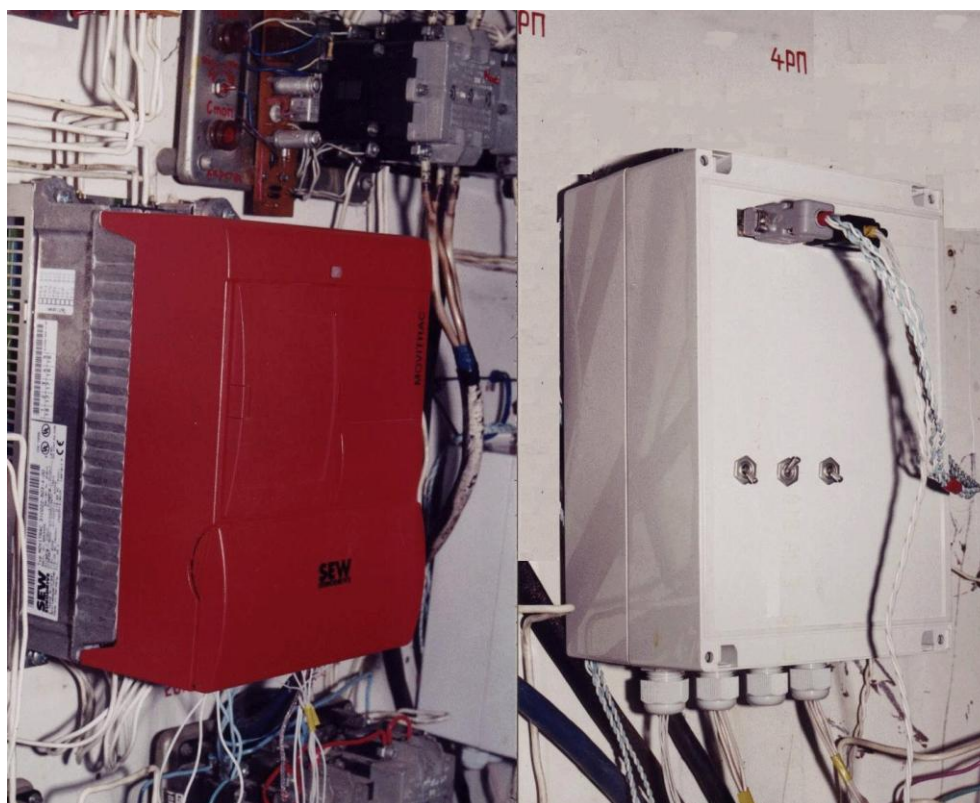


Рис 17. Вид цифрового инверторного привода облучателя тип 3 (слева) и блока сопряжения (справа)

6. Смета и сроки выполнения

В таблице 3 представлена смета выполнения проекта .

Таблица 3

Наименование работ	Стоимость работ (оборудования) без накладных расходов, тыс. руб
Разработка конструкции и выпуск технической документации на колеса с биконической поверхностью катания	90
Изготовление двух колес с биконической поверхностью катания и одного исходного (безребордного) колеса	2x120 1x70
Изготовление дополнительных деталей для установки колес в приводную тележку	80
Закупка двух датчиков линейного перемещения и магнитной ленты для выполнения испытаний системы высокоточного позиционирования	60
Закупка магнитной ленты для всего дугового пути	450
Разработка конструкции термостойкой оснастки для крепления элементов измерительной системы включая оснастку для крепления магнитной ленты для всего дугового пути и закупку ее элементов	140
Программирование привода с датчиком под ОС Linux	120
Сборка колес на облучателе, установка датчика, установка оснастки и магнитной ленты на бетонном основании	90
Рихтовка выбранной части дугового пути (20 м) для проведения испытаний	60
Командировочные расходы	100

Итого (без НДС и других налогов)	1500
Итого с НДС и другими налогами (ЕСН и др)	2000

Срок выполнения этапов проекта приведены в таблице 4.

Таблица 4.

Этап	Срок
Выпуск технической документации на колеса с биконической поверхностью катания и другие узлы	3 месяца
Изготовление колес с биконической поверхностью катания и других узлов	4 месяца
Установка колес и элементов измерительной системы	3 месяца
Проведение испытаний	2 месяца
	Итого 12 месяцев

7.Заключительные замечания

Настоящее техническое предложение позволит перейти, наконец, к решению задачи автопозиционирования облучателей радиотелескопа РАТАН-600. Попытки решения этой задачи ранее [13-15] столкнулись с проблемой непредсказуемого поведения облучателя на дуговом и радиальном рельсовом пути по причинам, изложенным в разделе 1.

Настоящая работа по совершенствованию способа позиционирования облучателя РАТАН-600 на дуговом и радиальном рельсовом пути является одной из составляющих проекта модернизации антенного комплекса радиотелескопа РАТАН-600, включающего также совершенствование приводов и кинематических механизмов позиционирования отражающих элементов (ОЭ) главного зеркала РАТАН-600. Результаты успешных испытаний предложенных способов повышения точности и гибкости позиционирования ОЭ, выполненных в рамках поисковых работ по программе ЦКП приведены в [17].

Основные части проекта докладывались на семинарах в СПбФ САО РАН

и конференциях.

М.А.Великотный, профессор ИТМО

В подготовке проекта также принимали участие В.Б.Хайкин,
А.А.Стороженко, В.М.Богод

Литература.

1. Разработка комплекса мер по реализации требований стратегии развития ОАО «РЖД» в части повышения срока службы пути при обеспечении безопасности движения и минимизации стоимости жизненного цикла конструкции пути. К.т.н. Абдурашитов - Зав. Отделением «Путь и путевое хозяйство» ВНИИЖТ. ОАО «РЖД», Объединённый учёный совет ОАО «РЖД», Бюллетень №6, 2010 г. стр. 39-50.
2. Биргер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин. Справочник. 4-е издание переработанное и дополненное. М. – Машиностроение 1993. 640 с.: ил.
3. Дрозд М.С. и др. Инженерные расчёты упругопластической контактной деформации. М. – Машиностроение. 1986. - 224 с.: ил.
4. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./У.Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. -М.:Интекст, 2002. – 408 с.
5. Я.В.Кураева, Я.М.Клебанов. Анализ распределения контактных напряжений между колесом и рельсом при разных вертикальных нагрузках вагонного колеса подвижного состава. Математическое моделирование и краевые задачи. Труды шестой Всероссийской научной конференции с международным участием. Ч.1: Математические модели механики, прочности и надёжности элементов конструкций. – Самара. 2009. 294 стр.: ил. ISBN 978-5-7964-1253-4
6. Козырев А.И., Алижан А. Расчет напряженно-деформированного состояния колеса и рельса в зоне контакта. «Железнодорожный транспорт», № 12 2009 год.
7. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./У.Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. -М.:Интекст, 2002. – 408 с.
8. Н. Tourney. Rail/Wheel Interaction from a Track and Vehicle Design Perspective. Proceedings of INHA'99 STS-Conference on Wheel/Rail Interface. -

Moscow, 1999, V. 1, p. 41 - 57.

9. Иванов И.А., Урушев С.В., Воробьев А.А. The problem of application of the railway wheels with the rised hardnes of the rim metal; Transport and engineering, seria 6, sejums 25 Riga: Izdevnieciba "RTU", – 2007. – s. 13-23.

10. Гармонизация параметров локомотивной тяги и инфраструктуры с точки зрения воздействия на скорости и веса поездов и оптимизации перевозочного процесса. Генеральный директор ОАО «ВНИКТИ», д.т.н., проф. Коссов В.С. ОАО «РЖД», Приоритетные научные направления ОАО «РЖД».

Направление №4. Объединённый учёный совет ОАО «РЖД», Бюллетень №4, 2010 г. стр.3-14.

11. Марков Д.П. Коэффициенты трения и сцепления при взаимодействии колес с

рельсами. Вестник ВНИИЖТ, 2005, № 4.

12. Лужнов Ю. М. Нанотрибология сцепления колес с рельсами : реальность и возможности. - М.: Интекст, 2009. - 176 с.

13.V.B.Khaikin, E.K.Majorova, I.G.Efimov, O.A.Victorov. Long time cosmic source tracking at RATAN-600 in "radio-Schmidt" mode. Astronomy & Astrophysics Transactions, 2000, N3-4, pp.608-615.

14. В.М. Богод, В.И. Гараимов, С.Х.Тохчукова, В.Б. Хайкин, Е.К. Майорова. Пробные наблюдения в режиме многоволнового азимутального синтеза на Ратан-600. Международная конференция. Солнце в максимуме активности и Солнечно-звездные аналогии. Пулково, Санкт-Петербург, 2000, сс 205-206.

15.В.Б. Хайкин, Н.П.Комар. Система автоматического позиционирования облучателя тип 1 Ратан-600, Всероссийская астрономическая конференция, Санкт-Петербург, 2001, с.182.

16. Хайкин В.Б., Бурсов Н.Н., Караваев Д.М., Яковлев С.В., Носов Д.В., Якунин В.В. Результаты антенных измерений и наблюдений на Северном секторе РАТАН-600 на волне 8 мм. В сборнике тезисов ВАК-2010.

17. Богод В.М., Рябуха В.С., Хайкин В.Б. , Призов П.В., Лебедев М.А., Стороженко А.А., Хенталов А.В., Рябуха Ю.В., Яковлев С.В. О реализации проекта поисковых работ по улучшению точности и быстродействия антенной системы РАТАН-600. В сборнике тезисов ВАК-2010.