

Об организации условий движения мостовых кранов по окружности

Ю.И. Пимшин¹, В.А. Наугольников¹, С.М. Бурдаков¹, В.Г. Ткачев¹,
М.И. Орехов¹, И.Ю. Пимшин²

¹Волгодонский инженерно-технический институт – филиал национального
исследовательского ядерного университета «МИФИ»,

²Донской государственной технической университет (ДГТУ)

Аннотация: В статье рассмотрены основные принципы движения по окружности кранов кругового действия. Доказано, что определяющими характеристиками при организации движения крана по окружности являются геометрические параметры взаимного разворота ходовых колес крана, не соблюдение разворота определяет поперечное проскальзывание ходовых колес крана, а форма колес влияет лишь на упругое продольное скольжение. Следствием скольжений и проскальзывания является срабатывание головки рельса с одной стороны и потерей курсовой устойчивости при движении крана. Стабильность курсовой устойчивости обеспечивает достижение точности наведения на цель грузозахватного устройства. Данные параметры являются основными эксплуатационными характеристиками, которые должны быть нормированы и в абсолютном отношении должны быть минимальны.

Ключевые слова: атомная электрическая станция, кран кругового действия, ходовая часть мостового крана, ходовое колесо, цилиндрическое колесо, коническое колесо, взаимный разворот ходовых колес.

С разработкой и реализацией проекта АЭС с реактором ВВЭР-1000 началась история использования, в качестве одного из основных видов оборудования, устанавливаемого в реакторном отделении АЭС, кранов кругового действия, основные характеристики которых приведены в табл.1. Данное подъемно – транспортное сооружение предназначено для основных грузоподъемных и транспортных операций в гермообъеме при монтаже оборудования первого контура (корпуса реактора, парогенераторов, главных циркуляционных насосов, трубопроводов), машины перегрузки топлива и т.д, см. рис.1. На стадии эксплуатации кран используется для подъема и транспортировки чехлов со свежим топливом из транспортного коридора в гнездо свежего топлива бассейна выдержки и удаление из него чехлов с отработанным топливом и сопровождение механомонтажных работ по замене оборудования в реакторном отделении в период текущих ППР. В

последующих проектах энергоблоков АЭС-2006 и АЭС ВВЭР-ТОИ продолжается использование данного вида оборудования для решения тех же задач [1]-[5].

При этом одной из основных особенностей кранов круглого действия является их движение по окружности. Организация такого движения выполняется некоторыми геометрическими условиями, реализуемыми в ходовой части крана [6],[7].

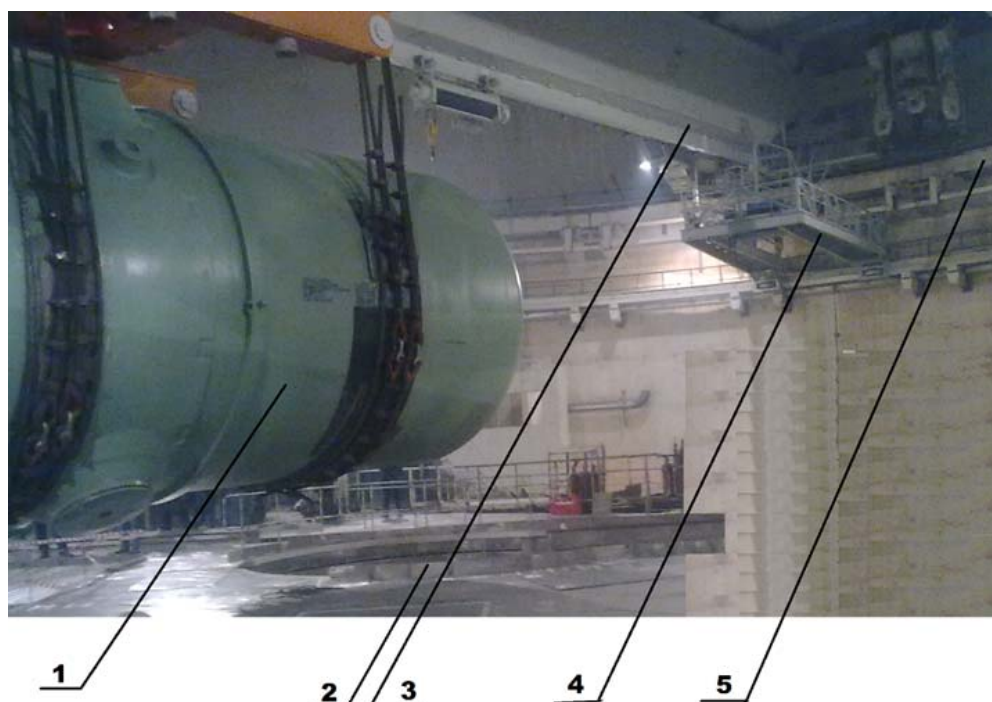


Рис.1.–Транспортирование корпуса реактора в бассейн реактора для его монтажа: 1–корпус реактора; 2–бассейн реактора; 3–полярный кран; 4–консольно круговой кран; 5–подкрановые балки полярного крана.

В перечень названных условий принято относить геометрию ходовых колес и их взаимное расположение [8]-[12]. Однако соотношение приоритетов этих параметров до сих пор остается дискуссионной темой. Таким образом сегодня с одной стороны, не имеется однозначного решения по этой теме, с другой – принимаются, без серьезной теоретической основы, конструктивные условия по изготовлению ходовой части новых кранов и по ремонту эксплуатируемых и т.д. Опыт показывает, что это не всегда

оправдано и порой не приводит к достижению поставленной цели т.е. к улучшению работы данного вида оборудования. Так, например, сегодня изготавливаются без буксовые ходовые части кранов, т.е. без возможности разворота колес в процессе эксплуатации, или выполняется замена цилиндрических колес на конические, на эксплуатируемом кране, без исследования параметров их взаимного расположения.

Рассмотрим ходовые свойства колес различной геометрической формы. При этом отметим, что основными формами ныне используемых – являются цилиндрические и конические ходовые колеса. Прежде всего, подчеркнем то, что в общем случае при приложении к их центру тяжести силы в горизонтальном направлении, колеса свободно движутся, согласно их формы, в одном случае – прямолинейно, в другом случае - по окружности, соответствующего радиуса.

Таблица № 1

Некоторые параметры кранов кругового действия

№ п/п	Вид параметра	Значение параметра
1	Пролет крана:	
1.1	АЭС реактором ВВЭВ-1000	43000 мм
1.2	АЭС-2006 и АЭС ВВЭР-ТОИ	41500 мм
2	Масса крана	500-600 и более т.
3	Грузоподъемность	до 400 т.
4	Точность наведения на цель	±7 мм
5	Точность установки ходового колеса:	
5.1	на заданном радиусе	±2.5 мм
5.2	на заданном диаметре	±5 мм
6	Допустимый разворот ходового колеса относительно касательной к номинальной окружности	±1 мм

Описывая реализуемый физический процесс движения для цилиндрического колеса, это выглядит так, что к центру масс колеса O приложена сила F в заданном направлении. Направление определяется положением его центром масс O , из которого опущен перпендикуляр на центр A горизонтальной средней образующей, результатом этого является его движение в том же направлении прямолинейно и равномерно если на это колесо не действует более ни какая другая сила см. рис.2 а, б.

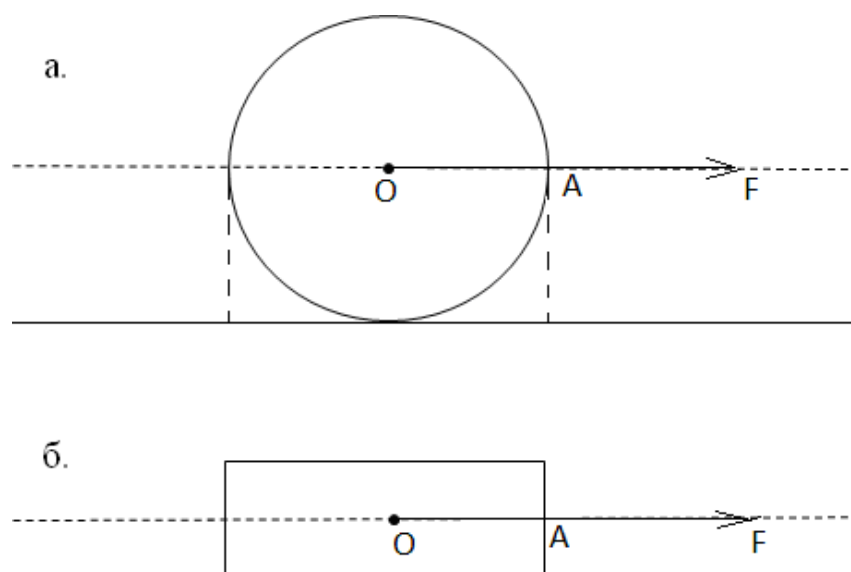


Рис. 2.–Схема цилиндрического колеса: а– вид сбоку, б– вид сверху.

Описывая физический процесс движения для конического колеса отметим следующее, что, если также, к центру масс колеса O приложена сила F в заданном направлении, то данное направление совпадает с прямой, началом которой является центр масс колеса O , из которого опущен перпендикуляр на точку A принадлежащей средней горизонтальной образующей данного колеса. Эта прямая совпадает с направлением хорды окружности, радиус которой определен геометрическими параметрами колеса см. рис.3, а. При этом радиус движения R_o конического колеса, обусловленный его формой, определяется из выражения

$$R_o = \frac{q_o \cdot (r_{\text{внеш}} + r_{\text{внутр}})}{[2 \cdot (r_{\text{внеш}} - r_{\text{внутр}})]}, \quad (1)$$

где q_o – ширина конического колеса; $r_{\text{внеш}}$, $r_{\text{внутр}}$ – условно внешний и внутренний радиусы цилиндрического колеса.

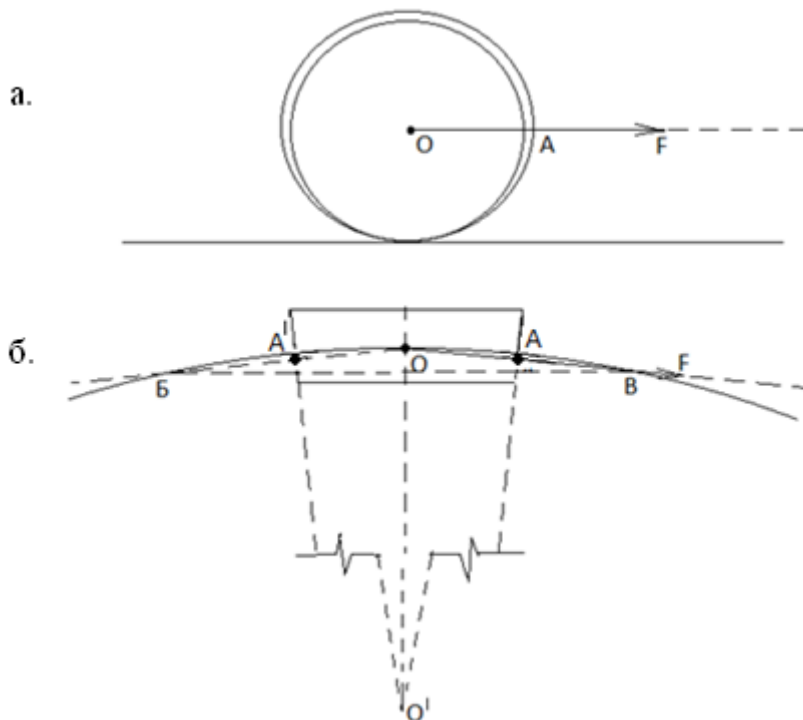


Рис.3.–Схема конического колеса: а.– вид сбоку, б.– вид сверху.

Кроме этого, допустим, что проекция точки O центра масс конического колеса совпадает с геометрическим центром проекции горизонтального центрального сечения на горизонтальную плоскость см. рис.3б. В этом построении OO' - является высотой конуса колеса. Из точки O проведем перпендикулярные линии OB и OV к проекциям образующих конуса колеса. Имея ввиду, что радиус окружности делит хорду, проведенную к нему перпендикулярно, пополам, следовательно, расстояние $BA'=A'O$ и $OA=AV$ тогда получим, что точки B , O и V лежащие на окружности которая определяет ось пути катания колеса заданного параметрами данной окружности. Если длины хорд BO , OV и BV известны, и $BO = OV$ по условию построения треугольника, тогда сформированный треугольник ΔBOV

равнобедренный, в этом случае радиус R_0 оси окружности катания конического колеса будет равен

$$R_0 = \frac{L_{(OB)}^2}{[4 \cdot L_{(OB)}^2 - L_{(BB)}^2]^{1/2}}, \quad (2)$$

где $L_{(OB)}$, $L_{(BB)}$ – длины хорд, соответственно OB , BB .

При приложении силы F к центру масс этого колеса O ее направление будет совпадать с хордой OB (OB). Подчеркнем, что не по касательной построенной в точке O , в том или ином направлении, а именно по выше означенным хордам направлено действие силы F . Результатом этого является равномерное движение данного колеса в том же направлении по окружности радиуса R_0 если на это колесо не действует более ни какая другая сила. При этом радиус R_0 оси окружности катания конического колеса будет соответствовать величине, вычисленной по равнозначным формулам исходящим, или из геометрических характеристик самого колеса (1), или из параметров окружности (2), соответствующей траектории его катания. При этом, отметим, что если геометрические параметры колеса соответствуют цилиндрической форме, то радиус катания будет равен бесконечности, и в этом случае касательная и хорда будут совпадать и направлены в одном и том же направлении согласно приложенной силы, только это и является особенностью катания цилиндрического колеса. Таким образом, в общем, при рассмотрении ходовых свойств колес, их цилиндрическая форма является частным случаем конуса.

Изучим схему двух последовательно расположенных ходовых колес, имеющих цилиндрическую геометрическую форму см. рис.4. При этом отметим следующие условия расположения геометрических параметров колес: – ось пути DE в общем случае параллельна вертикальной средней продольной плоскости колес,

– оси колес $o'o'$ и $o''o''$ в парах параллельны между собой,

- оси колес $o'o'$ и $o''o''$ перпендикулярны оси пути DE ,
- между собой колеса имеют жесткую связь и установлены на недеформируемом линейном расстоянии друг от друга равному величине $l_{(O_1 O_2)}$.

Если к такой паре колес будет приложена постоянная сила F , направленная вдоль оси пути DE , то пара колес будут двигаться по прямой совпадающей с направлением оси этого пути. Для пары цилиндрических колес это утверждение не требует доказательства.

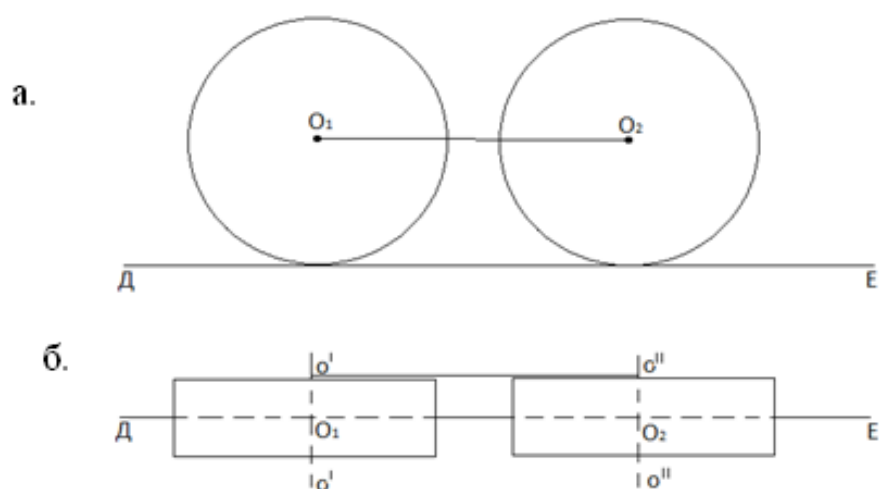


Рис.4.–Схема пары цилиндрических колес: а.– вид сбоку, б.– вид сверху.

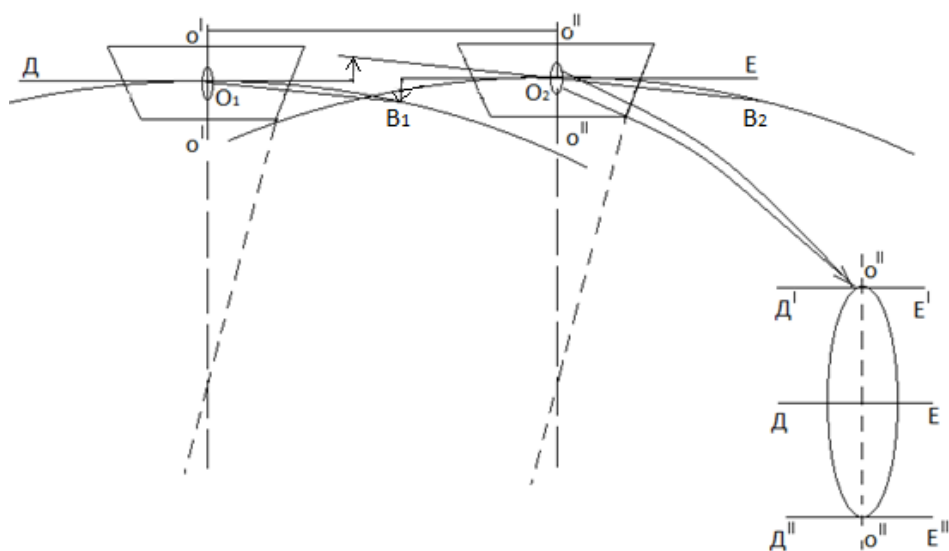


Рис.5.–Схемы взаимного расположения конических ходовых колес в паре.

Исходя из представленной схемы, приложенная постоянная сила F для каждого колеса совпадает по направлению с хордой O_1B_1 или O_2B_2 к окружности катания данного конического колеса. Эта сила в каждой точке пути раскладывается на продольную $f_{прод}$ и поперечную составляющие $f_{попереч}$ в системе координат элемента жесткой связи колес см. рис.6. Допустим, что углы конуса β_k обеих колес равны между собой, рис.5. Тогда в паре, продольные составляющие $f_{прод}$, рассматриваемой силы F , совпадают с направлением оси $ДЕ$ прямолинейного пути и равны между собой $f_{O_1(прод)} = f_{O_2(прод)}$. Поперечные составляющие $f_{попереч}$, переднего и заднего по ходу движения колес, перпендикулярны оси $ДЕ$ прямолинейного пути, и в элементе жесткой связи, будучи взаимно противоположными по направлению действия и компенсируют друг друга, т.е. $f_{O_1(попереч)} + f_{O_2(попереч)} = 0$. Следствием этого является их совместное равномерное движение по рельсу пары конических колес отличается от цилиндрических тем, что при такой траектории движения в «пятне контакта» каждого из конических колес реализуется физический процесс упругого скольжения. При этом «пятно контакта» — это зона непосредственного сопряжения колеса и рельса, в котором реализуются условия взаимодействия данной пары см. рис.5. Форма пятна контакта зависит от формы образующей колеса и формы верхней поверхности головки рельса. Здесь, упругое скольжение - непрерывный процесс взаимодействия колеса и рельса, при котором длина пройденного пути, отсчитанная по головке рельса C_k не равна длине пути, отсчитанного по соответствующей образующей колеса C_i в том или ином его продольном сечении, при совпадении направления оси рельсового пути и вертикальной средней продольной плоскости катящегося колеса. Процесс продольного упругого скольжения характеризуется параметром, Δ_c , который вычисляется

$$\Delta_c = C_k - C_i, \quad (3)$$

Коэффициент относительного продольного скольжения определяется по формуле

$$K_c = \frac{\Delta_c}{C_K}. \quad (4)$$

При этом если ось рельса в плане имеет форму, соответствующую форме колеса, то при качении данного колеса по этому рельсу в пятне контакта, процесс продольного упругого скольжения характеризуется параметром $\Delta_c = 0$. Исходя из этого, если радиус R_0 оси окружности катания конического колеса равен радиусу оси $R_{n/n}$ подкранового пути, то $\Delta_c = 0$, и если колесо цилиндрическое, а подкрановый путь прямолинейный т.е. $R_{n/n} = R_0 = \infty$ то $\Delta_c = 0$. В любом другом случае в пятне контакта формируется процесс продольного упругого скольжения. Величина которого определяется по формуле

$$\Delta_c = 2 \cdot \pi \cdot \left[\left(\frac{\Delta R}{R_{n/n}} \right) \cdot r_{(внеш)} - \left(\frac{R_0}{R_{n/n}} \cdot d_k - d_i \right) \cdot \operatorname{tg}(\beta) \right]. \quad (5)$$

где d_k – расстояние от внешней стороны колеса до его вертикального сечения, для которого выполняется условие $\Delta_c = 0$; $\Delta R = R_0 - R_{n/n}$.

Исследуем схему тех же двух последовательно расположенных ходовых колес, при измененных условиях взаимного расположения продольной плоскости колес в каждой паре, и радиальной оси пути:

– ось пути $ДЕ$ имеет радиальную форму, характеризующуюся радиусом $R_{n/n}$, а вертикальные средние продольные сечение плоскости колес являются касательными к этой оси,

– оси колес $o'o'$ и $o''o''$ в парах имеют между собой угол разворота $2\beta_k$,

– оси колес $o'o'$ и $o''o''$ перпендикулярны касательным к оси пути $ДЕ$,

– между собой колеса имеют жесткую связь и установлены на линейном не деформируемом расстоянии друг от друга равному линейной величине $l_{(O_1, O_2)}$.

Если к паре, развернутых друг относительно друга на угол $2\beta_k$, колес будет приложена постоянная сила F то оба рассматриваемые варианты, не взирая на форму колес, будут двигаться по оси радиального пути DE .

Рассмотрим схему развернутых колес имеющих цилиндрическую форму, см. рис.6. Приложенная постоянная сила F в графическом виде, как было показано выше, может быть представлена для каждого колеса касательной к окружности, т.е. оси пути DE в точке касания O_1 (O_2). Угол взаимного разворота горизонтальных осей цилиндрических колес по начальному условию соответствует углу $2\beta_k$. Данная сила F в каждой точке пути раскладывается на продольную $f_{прод}$ и поперечную составляющие $f_{попереч}$ в системе прямоугольных координат элементе жесткой связи.

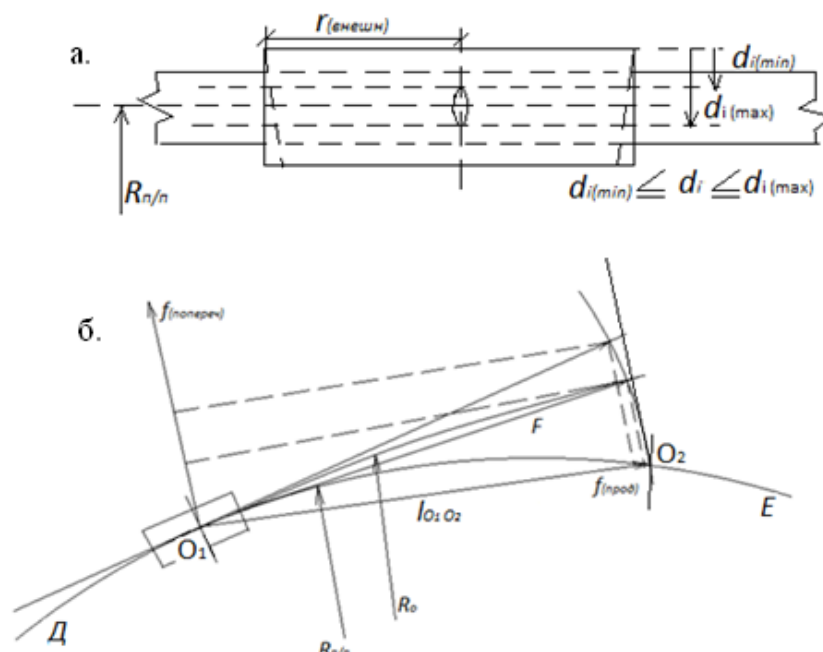


Рис.6.–Схемы взаимного расположения ходовых колес в парах:

а.– схема главного балансира; б.– схема расположения колес в малом балансире.

Тогда в паре продольные составляющие $f_{\text{прод}}$ рассматриваемой силы F совпадают с направлением элемента жесткой связи колес и равны между собой $f_{1(\text{прод})} = f_{2(\text{прод})}$.

$$f_{1(\text{прод})} = F \cdot \cos(\beta_0), \quad (6)$$

где β_0 – угол между направлениями действия силы F и элемента жесткой связи.

Поперечные составляющие $f_{\text{попереч}}$ переднего и заднего по ходу движения колес имеют в элементе жесткой связи взаимно противоположное направление и формируют моментные усилия для соответственно противоположных колес в парах. Что при продольном перемещении системы, обеспечивает движение ее по заданной окружности.

$$f_{1(\text{попереч})} = F \cdot \sin(\beta_K); \quad f_{1(\text{попереч})} = (-1) \cdot f_{2(\text{попереч})};$$

$$M_{(1)} = f_{1(\text{попереч})} \cdot l_{(O_1 O_2)}; \quad M_{(1)} = (-1) \cdot M_{(2)}.$$

где $M_{(1)}$, $M_{(2)}$ – моменты силы соответственно для переднего и заднего колес.

При этом радиус R_K траектории движения является функцией линейного размера $l_{(O_1 O_2)}$ элемента жесткой связи ходовых колес и углом β_K разворота колеса.

$$R_K = (l_{(O_1 O_2)} / 2) \cdot \text{tg}(\beta_K). \quad (7)$$

Если форма колес коническая, то действие силы F направлена по хорде к оси $D'E'$ радиальной кривой катания данного колеса, тогда

$$f_{1(\text{прод})} = F \cdot \cos(\beta_K - \beta_0); \quad f_{1(\text{попереч})} = F \cdot \sin(\beta_K - \beta_0).$$

В случае когда $R_K = R_{n/n}$, тогда $\beta_0 = \beta_K$ получим $f_{1(\text{прод})} = F$ и $f_{1(\text{попереч})} = 0$, что соответствует вышеописанному условию когда $\Delta_c = 0$. Таким образом при взаимном развороте горизонтальных осей пары колес на угол $2\beta_K$ вне зависимости от их формы, они движутся по окружности радиуса R_K при этом

в пятне контакта формируется продольное упругое скольжение, только при условии $R_k = R_{n/n}$ данное явление равно нулю.

Далее рассмотрим схему пары развернутых колес, когда угол $2\beta'$ взаимного разворота горизонтальных осей цилиндрических колес не соответствует начальному условию, тогда

$$R_l = (l_{(O_1 O_2)}/2) \cdot \operatorname{tg}(\beta'). \quad (8)$$

При этом условно можно считать, что два взаимно развернутых колеса образуют виртуальное колесо - у которого: $(2 \cdot \beta')$ центральный угол, $r_{\text{вирт}} = (l_{(O_1 O_2)}/2)$ радиус виртуального колеса, а ширина колеса $q_o = 0$.

Если $R_l \neq R_{n/n}$ то в этом случае формируется условие проскальзывания.

Проскальзывание - процесс мгновенного изменения взаимного положения колеса и рельса с разгрузкой накопленных напряжений в металлоконструкциях крана вызванное монотонным уходом вертикальной средней продольной плоскости катящихся колес от направления оси рельсового пути в момент, когда возвратное усилие в металлоконструкциях крана, детерминированное его ходовой частью, превосходит силу трения колеса о рельс. Проскальзывание реализуется в поперечном направлении, характеризуется величиной Δ_x и вычисляется по формуле

$$\Delta_x = \left[R_{n/n}^2 + 4 \cdot R_k \cdot \Delta_{R_k} \cdot \sin^2 \left(\frac{\pi \cdot r_{cp}}{R_k} \right) \right]^{1/2} - R_{n/n}, \quad (9)$$

где $\Delta_{R_k} = R_k - R_{n/n}$; $r_{cp} = (r_{\text{внеш}} + r_{\text{внутр}})/2$.

Коэффициент $K_{\Delta x}$ относительного поперечного проскальзывания вычисляется по формуле

$$K_{\Delta x} = \frac{\Delta_x}{C_k}. \quad (10)$$

Таким образом определено поперечное проскальзывание характерно для каждой пары колес, см. рис.7, в ходовой части крана, когда $(2 \cdot \beta')$

центральный угол их взаимного разворота или $r_{\text{вирт}}=(l_{(O_1O_2)}/2)$ радиус виртуального колеса не соответствуют начальному условию, которое определяется прежде всего $R_{n/n}$ радиусом рельсового пути. Прежде всего, рассматриваемая характеристика относится к малым балансиром, следовательно, их можно заменить виртуальными колесами, с соответствующими параметрами проскальзывания. Каждая пара виртуальных колес малых балансиров формирует виртуальные колеса главных балансиров, параметры проскальзывания которых вычисляются по рассмотренной методике. В свою очередь виртуальные колеса главных балансиров формируют виртуальные колеса каждой стороны ходовой части крана. Их параметры так же вычисляются по предложенной методике. Таким образом, вычисляются параметры ходовых свойств крана, при этом отметим, что определяющими характеристиками при организации движения крана по окружности являются геометрические параметры взаимного разворота ходовых колес крана, что определяет их проскальзывание, а форма колес влияет лишь на упругое продольное скольжение.

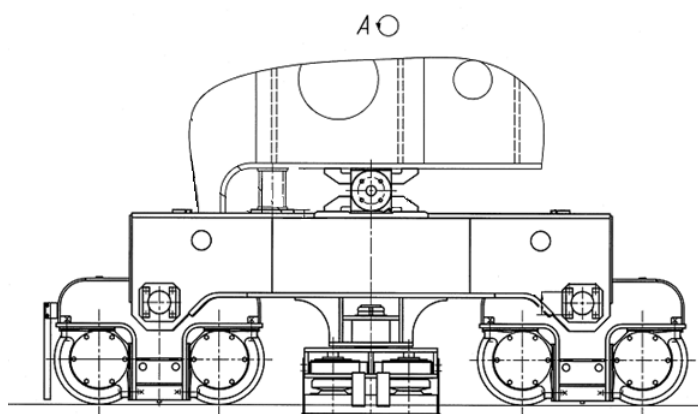


Рис.7.–Схема главного балансира.

Следствием скольжений и проскальзывания является срабатывание головки рельса с одной стороны и потерей курсовой устойчивости при движении крана.

Курсовая устойчивость крана — это повторяемость траектории движения геометрического центра моста крана при его циклическом поступательном перемещении по рельсовому пути. Стабильность курсовой устойчивости обеспечивает достижение точности наведения на цель грузозахватного устройства. Данные параметры являются основными эксплуатационными характеристиками, которые должны быть нормированы и в абсолютном отношении должны быть минимальны.

Литература

1. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Геометрическая теория движения грузоподъемных кранов мостового типа // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2010. – Специальный выпуск. – с. 121–123.

2. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Анализ ходовой части кранов радиального действия при движении их по окружности // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2009. – Специальный выпуск. – с. 95–100.

3. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Движение мостовых кранов, имеющих конические колёса // Инженерный вестник Дона, 2012, №4/2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4p2y2012/1384

4. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Общие принципы технической диагностики мостовых кранов // Инженерный вестник Дона, 2012, №4/2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4p2y2012/1385

5. Пимшин Ю.И., Пимшин И.Ю., Наугольников В.А. О методологии контроля геометрических параметров мостовых кранов // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2008. – Специальный выпуск. – с. 131–134.

6. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Оценка геометрических характеристик ходовой части мостовых кранов // Известия высших учебных

заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2010. –
Специальный выпуск. – с. 128–130

7. Пимшин Ю.И., Науменко Г.А., Литвинова Л.Ф. О метрологическом обеспечении контроля геометрии подкранового пути полярного крана // Прикладная геодезия. – Ростов н/Д: РГСУ, 1999. Деп. ВИНТИ 3.12.99, №3593–В99.– с.63.

8. Пимшин Ю.И., Пимшин И.Ю., Наугольников В.А. Способ диагностики геометрических параметров ходовой части мостовых кранов: Пат. № 2382347 С1. Опубл. 20.02.2010, Бюл. № 5.

9. Пимшин Ю.И., Пимшин И.Ю., Наугольников В.А. Способ диагностики геометрических параметров ходовой части мостовых кранов радиального действия: Пат. № 2384831 С1. Опубл. 20.03.2010, Бюл. № 8.

10. Пимшин Ю.И., Наугольников В.А., Пимшин И.Ю. Способ диагностики геометрических параметров ходовой части мостового крана кругового действия: Пат. № 2425348 G01M 17/06 B66C13/16. Опубл. 27.07.2011, Бюл. №21.

11. Sanders C. H., Phillipson M. C. UK adaptation strategy and technical measures: the impacts of climate change on buildings //Building Research & Information. – 2003. – V. 31. – №. 3-4. – pp. 210-221.

12. Mitchell T. R., James L. R. Building better theory: Time and the specification of when things happen //Academy of Management Review. – 2001. – V. 26. – №. 4. – pp. 530-547.

References

1. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki. Spetsial'nyy vypusk, 2010. Pp.121–123.

2. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki. Spetsial'nyy vypusk, 2009. Pp.95–100.

3. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2012, №4/2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4p2y2012/1384

4. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2012, №4/2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4p2y2012/1385

5. Pimshin Ju.I., Pimshin I.Ju., Naugol'nov V.A. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki. Spetsial'nyy vypusk, 2008. Pp.131–134.

6. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki. Spetsial'nyy vypusk, 2010. Pp. 128–130.

7. Pimshin Yu.I., Naumenko G.A., Litvinova L.F. Prikladnaja geodezija. sb. nauchn. Statej. Rostov n/D: Rost.gos.stroj.un-t., 1999. Dep.VINITI 3.12.99, №3593–V99. p.63.

8. Pimshin Ju.I., Pimshin I.Ju., Naugol'nov V.A. Sposob diagnostiki geometricheskikh parametrov khodovoy chasti mostovykh kranov. [Method for diagnosing the geometric parameters of the running gear of overhead cranes]. Patent RF, no. 2382347, 2010.

9. Pimshin Ju.I., Pimshin I.Ju., Naugol'nov V.A. Sposob diagnostiki geometricheskikh parametrov khodovoy chasti mostovykh kranov radial'nogo deystviya. [Method for diagnosing the geometric parameters of the running gear of bridge cranes of radial action]. Patent RF, no. 2384831, 2010.

10. Pimshin Ju.I., Naugol'nov V.A., Pimshin I.Ju. Sposob diagnostiki geometricheskikh parametrov khodovoy chasti mostovogo krana krugovogo deystviya [Method for diagnosing the geometric parameters of the running gear of a bridge crane of a circular action]. Patent RF, no. 2425348, 2011.



11. Sanders C. H., Phillipson M. C. Building Research & Information. 2003. V. 31. №. 3-4. pp. 210-221.
12. Mitchell T. R., James L. R. Academy of Management Review. 2001. V. 26. №. 4. pp. 530-547.