

Список литературы: 1. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Fordermaschinen.* 2. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Grundlagen der Fordertechnik-Elevente und Triebwerke.* 3. *А.В.Вершинский Исследование оптимальных металлоконструкций и деталей подъемно-транспортных машин:* Изд. Саратовского ун-та, 1987. -112 с.

Поступила в редколлегию 25.03.08

УДК 621.86.87

В. В. ОФИЙ, доцент, канд. техн. наук, **П. П. ГОРБАКОВА**

К ВОПРОСУ О ПЕРЕКОСЕ ХОДОВЫХ КОЛЕС МОСТОВЫХ КРАНОВ

Для того чтобы определить ходовые характеристики крана, нужно принимать во внимание не только закономерности замыкания сил между ходовым колесом и рельсом, условия осуществления процесса движения и ориентации направления крана, но также и возникающие при этом горизонтальные силы.

В более широкой практике понятие рельсовые краны, и, в частности, мостовые краны можно определить как транспортные средства с собственным приводом и рассматривать их как таковые. Но от классических рельсовых транспортных средств, например, таких как железнодорожные вагоны, их отличают, впрочем, почти все технические параметры. Кран имеет значительно более высокие значения колесных усилий (сил, действующих на колесо и рельс), другие контактные условия и соотношения в плоскости базы колес, но с другой стороны, значительно более низкие скорости передвижения, чем те, которые обычно имеют место в железнодорожной технике. Важнейшее, решающим образом влияющее на ходовые характеристики различие заключается в коэффициенте соотношения длины пролета крана к базе крана (расстоянию между осями колес концевой балки). У мостовых кранов его значения лежат в диапазоне от 2 до 8, что на порядок выше, чем у железнодорожных транспортных средств. Если называть мостовой кран транспортным средством, то из-за его пролета, в принципе, он является плохим транспортным средством.

Система колесо-рельс принципиально представляет собой неоднородную систему, т.к. при взаимодействии колеса и рельса имеют место не геометрические условия связи, а изменяемые во времени законы трения. Трение прокатывания состоит из трения качения с наложением трения скольжения; в зоне контакта прокатывающихся тел возникают сменяющие друг друга зоны сцепления и зоны скольжения и результирующие из этого упругое проскальзывание и упругое пробуксовывание. Подобные закономерности имеют место для относительных движений прокатывающихся тел в направлении, поперечном к направлению качения.

Важнейшими предпосылками для оптимального решения взаимозависимости горизонтальной силы и проскальзывания являются чисто упругие деформации, гомогенные, изотропные тела, равные и малые площади контакта и независимый от напряжения смятия коэф. трения. При этих предпосылках могут быть выведены

уравнения для формальных зависимостей между проскальзыванием и действующими вертикальными и горизонтальными силами. Эта теория деформации трения качения излагается в многочисленных публикациях.

В реальных системах тела качения, вследствие текстур качения, структур деформации, различий в шероховатости имеют негомогенные (неоднородные) анизотропные зоны поверхности. Появляются пластичные деформации, между телами качения находятся промежуточные вещественные включения в форме адсорбционных слоев, частиц износа, загрязнения, влаги и т.п. Для отношения между относительным движением и горизонтальной силой, т.е. для закона замыкания сил, ввиду сложности этих влияющих воздействий, до сих пор не могут быть найдены физически обоснованные математические подходы.

Опираясь на исследования в области железнодорожной техники для пар тел качения кранов можно сформулировать эмпирический, или экспоненциальный закон замыкания сил в общей форме:

$$f(\sigma) = f_{\max} (1 - e^{-k\sigma}),$$

где $f(\sigma)$ - зависимый от проскальзывания коэффициент силового замыкания;

f_{\max} - коэффициент замыкания сил;

k - коэффициент угла наклона графической кривой;

σ - проскальзывание.

На мостовой кран, как и на другие рельсовые краны, действуют внешние и, передаваемые через силовое замыкание сил трения или же, соответственно, через геометрическое замыкание между краном и подкрановым путем, внутренние силы в горизонтальной плоскости. Внешние силы являются следствием, прежде всего, воздействия:

- ускорения и замедления ходовых перемещений крановых тележек и крановых мостов;
- раскачивания груза;
- ветрового воздействия в продольном и поперечном по отношению к движению крана направлениях.

Внутренние силы возникают как следствие перекоса крана во время его движения, т.е. отклонения его от идеальной линии движения. Первой предпосылкой (причиной) появления перекоса являются различия между вертикальными силами и, как следствие, между сопротивлениями движению ходовых колес, следствием которых, в свою очередь, становятся разные моменты моторов и разные числа оборотов моторов. Это приводит к ограниченному элементам системы ориентации направления движения крана опережению одной несущей концевой балки по отношению к другой и тем самым к возникновению горизонтальных сил и деформаций несущей конструкции крана. Второй причиной возникновения перекоса являются погрешности в виде колебаний, определяющих направление движения крана параметров ходового механизма в рамках полей допуска и износа. Определяющими величинами влияния (возмущающими величинами) являются перекосы ходовых колес или же, соответственно, осей ходовых колес, различия в диаметре ходового колеса и в наклонении (наклоне) графических характеристик двигателя, а также отклонения рельс подкранового пути от номинального (заданного) положения. Возникающие из-за воздействия этих возмущающих величин в кране и подкрановом пути горизонтальные силы действуют, прежде

всего, в направлении, поперечном к направлению движения крана и имеют значения, которые являются определяющими для расчета. На рис. 1 изображена упрощенная принципиальная схема сил и деформаций крана, имеющих место в горизонтальной плоскости.

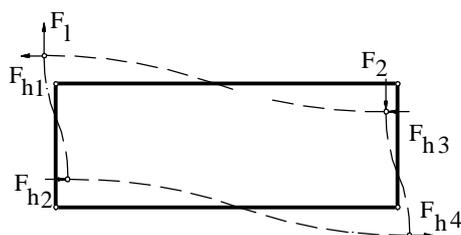


Рис. 1. Силы и деформация мостового крана в горизонтальной плоскости.
Принципиальная схема.

При центральном приводе ходовые колеса с коническим профилем поверхности качения во взаимодействии с рельсами выпуклого профиля благоприятно влияют на ходовые характеристики крана и на силы бокового увода ходового колеса.

Для того чтобы не было набегания реборд ободов ходовых колес, несмотря на направляющее действие конических поверхностей качения, поверхность качения должна быть достаточно широкой для того, чтобы она могла компенсировать смещения рельсов. Благоприятной является связь всех ходовых колес по числу оборотов посредством относительно жестких валов.

Угол наклона конусной поверхности может быть рекомендован в $3...4^\circ$.

Во время своего движения по рельсам подкранового пути мостовой кран ограничивается в своем поперечном движении и в своем вращательном движении посредством элементов ориентации направления его движения в пределах разбега колесной пары. При этом в этих элементах возникают силы, которые переносятся на кран и подкрановый путь. Они называются направляющими силами. Закономерности механики ориентации направления движения рельсовых транспортных средств на мостовой кран первым разработал Теннис [1].

В зависимости от того, какие элементы ориентации направления движения ведут кран по рельсу, имеют место 4 типа различных ходовых состояния крана: движение крана ромбовым ходом из-за набегания в каждом случае по одному элементу ориентации направления движения на оба рельса может быть упрощенно сведено к подобному положению крана при односторонней ориентации движения (рис. 2).

Положения мостового крана в состояниях свободного хода являются нестабильными, положения его в состояниях хордового хода и хода ромба являются стабильными ходовыми состояниями. При набегании только одного элемента ориентации направления движения и вызываемом в результате этого перехода крана из состояния свободного хода в состояние заднего (обратного) свободного хода, возникают наибольшие значения сил ориентации направления его движения. В первую очередь к этому ходовому состоянию относятся все заимствованные из механики ориентации направления движения рельсовых транспортных средств ходовые модели мостового крана. Они накладывают на поступательное движение крана, как на главное его движение, вращательное движение, как сопутствующее

движение, при котором ходовые колеса, в дополнение к движению качения, получают смещение в направлении поперечном к направлению движения качения. Причины движения крана с перекосом остаются пока полностью не изученными.

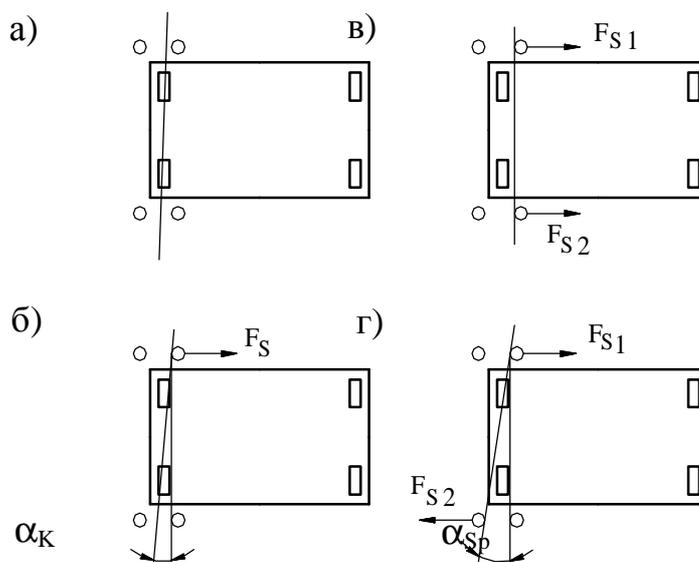


Рис. 2. Состояние ходовых перемещений мостовых кранов с односторонней системой ориентации направления движения.

- | | |
|----------------------------|---------------------------|
| а) передний свободный ход, | в) одностороннее касание, |
| б) задний свободный ход, | г) диагональное касание. |

Рельсовые ходовые механизмы имеют много функциональных и экономических преимуществ по сравнению с шинными ходовыми механизмами. Поэтому краны, машины для карьерных разработок и др. оснащают преимущественно такого рода приводными ходовыми механизмами. Рельсовые ходовые механизмы не применяются, если нужна свобода ходового перемещения и т. п.. Ходовые колеса и рельсы ходовых механизмов ПТМ должны быть конструктивно согласованы с условиями их эксплуатации, которые отличаются от условий эксплуатации обычных транспортных средств.

Рабочее состояние ходовых колес ПТМ характеризуются большими величинами сил, воздействующих на них, меньшими скоростями, в связи с усложнением обеспечения прямолинейного перемещения ПТМ вдоль пути ходового перемещения. Имеет место высокий износ пары тел качения ходовое колесо – рельс.

Под воздействием нормальной силы F , которая прижимает ходовое колесо к рельсу, возникает местная деформация сжатия тела в площади контакта, куда переносятся все внешние силы (рис. 3).

Форма площади контакта и распределение контактных напряжений под воздействием нормальной силы F описывается с помощью уравнений Герца, которые применимы только при следующих условиях:

контактирующие тела идеально упруги, гомогенны, изотропные и имеют идеальную геометрическую форму;

размеры площади контакта невелики, по сравнению с величинами радиусов кривизны в месте контакта;

не возникает ни какого относительного движения, т.е. скорость качения идет к нулю;

в площади контакта действуют только нормальные силы, горизонтальные силы не действуют.

Кинематическая пара ходовое колесо – рельс отвечает только лишь одному или двум вышеназванным условиям. Например, было установлено, что пластические деформации в зоне площади контакта появляются уже при относительно небольших значениях нормальных сил. Но все-таки уравнения Герца, в принципе, показали себя пригодными, как исходные величины, для приближенного определения нагрузок на материал.

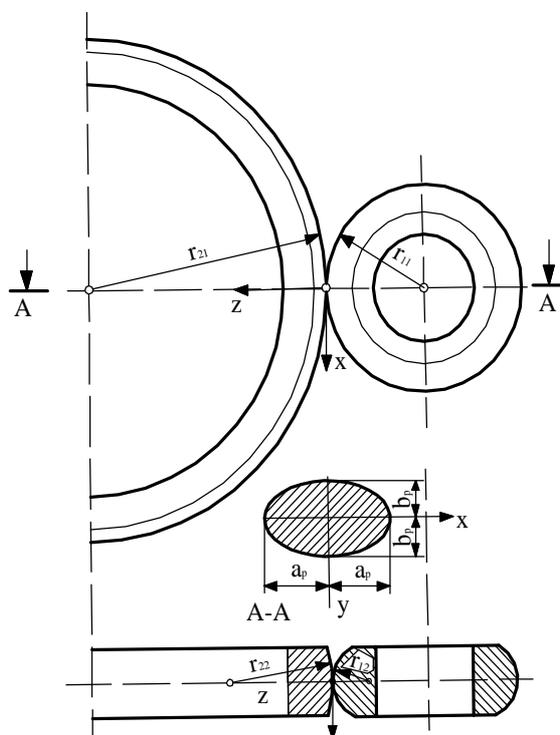


Рис. 3. Кинематическая пара тел качения с общей плоскостью кривизны поверхностей контакта.

Для точечного контакта берется общий случай – контакт двух поверхностей, имеющих любую выпуклость, но с общей плоскостью кривизны, которая присуща для подшипников качения (Рис. 3).

$$a_p = x \sqrt[3]{\frac{3(1-n^2)F}{E \sum \Phi_i}} \quad (1)$$

$$b_p = h \sqrt[3]{\frac{3(1-n^2)F}{E \sum \Phi_i}} \quad (2)$$

где h, x – трансцендентные функции угла q .

$$\cos q = \frac{f_{11} - f_{12} + f_{21} - f_{22}}{\sum \Phi_i} \quad ,$$

n – коэффициент Пуассона,

E – модуль упругости,

$$\sum \Phi_i = f_{11} + f_{12} + f_{21} + f_{22} = \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}}$$

$\sum \Phi_i$ – суммарная кривизна.

Напряжение смятия на поверхности контакта

$$p(x, y)_p = p_{HP} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a_p^2} - \frac{y^2}{b_p^2}\right)} \quad (3)$$

Максимальная величина напряжения смятия по Герцу на поверхности контакта:

$$p_{HP} = \frac{1,5}{pxh} \sqrt{\frac{E}{3(1-n^2)}} \sqrt[3]{F \Sigma \Phi_i} \quad (4)$$

В технических нормах расчета ходовых колес и рельсов для подъемно-транспортных машин не определяются правильно нагрузки, действующей в этой кинематической паре. Это и является основной причиной неудовлетворительных эксплуатационных качеств многих ходовых механизмов подъемных машин.

Самыми серьезными недостатками являются следующие:

параметры ходовых колес определяются в соответствии с нагрузками, которые действуют на поверхность качения, хотя в большинстве случаев износ реборд ограничивает срок их службы;

значительная доля горизонтальных сил, которые передаются в плоскости контакта посредством трения (тангенциальные и осевые силы) не принимаются в расчет;

влияние пластической деформации на изменение геометрических параметров и свойств материалов не рассматривается совсем или рассматривается неверно;

вопреки многочисленным имеющимся данным о более подходящих материалах, более пригодных профилях плоскостей качения, реборд и рельсов в практическом применении и далее остаются далеко не лучшие конструкции.

Граничное состояние ходового колеса или рельса определяется их износом. На ребордах ходовых колес износ характеризуется удалением слоя материала. Но упоминания, что в ребордах ходовых колес имеет место появления наклепа материала, вызванного пластической деформацией - нет. Степень и серьезность износа зависит от твердости и структуры материала. При очень высоких нагрузках и невысокой твердости износ может привести до задираания материалов.

Высокая степень нагруженности зоны контакта плоскости качения - результат передаваемой колесной силы, приводит к образования зоны воздействия нормальных сил. Если ходовые колеса термически необработанны, то пластическая деформация будет действовать еще глубже. Повышения твердости материалов от 30 до 50 % приведет к повышению несущей способности поверхности качения. Однако, для граничного состояния поверхностей качения все-таки остается износ, характеризующийся удалением материала, а не усталость материала. Если плоскости качения закалены на достаточную глубину, то при правильном выборе параметров, напряжения не превышают предела упругости материала. Если же глубина закалки оказывается недостаточной, то под закаленным слоем материалов во внутренних слоях обода ходового колеса появляются пластические деформации. Это приводит к временному и значительному выкрашиванию материала в плоскости качения.

Список литературы: 1. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Fordermaschinen* 2. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Grundlagen der Fordertechnik-Elevente und Triebwerke* 3. *Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел.* – Киев: Изд-во АН УССР, 1952. – Т1. – 151с. 4. *Беляев Н.М. Труды по теории упругости и пластичности.* – М.: Гостехиздат, 1957. – 632с.

Поступила в редколлегию 15.04.2008