

УДК 621.874.04

Поликарпов Ю. В.**АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ ПРАКТИЧЕСКИХ РЕКОМЕНДАЦИЙ
ПО ПОВЫШЕНИЮ СТОЙКОСТИ КОЛЕС МОСТОВЫХ КРАНОВ**

Не иссякающий на протяжении длительного времени интерес к теоретическим вопросам движения мостовых кранов по рельсовому пути подогревается их неудовлетворительной работой, выражающейся в чрезмерно низкой стойкости ходовых колес [1]. В конце прошлого столетия окончательно сформировалось представление о том, что протекающие процессы характеризуются неустойчивостью и подверженностью случайным воздействиям и для их описания следует использовать динамическую модель с привлечением математического аппарата теории устойчивости движения [1]. На основе этого подхода был разработан ряд рекомендаций по повышению стойкости колес, касающихся их выверки и разработки следящих систем управления приводами передвижения [1, 2]. Активно проводятся работы по созданию таких систем [3].

В 2004–2005 гг. нами было предложено использовать другую модель – кинематическую [4]. В последующем на конкретных примерах с привлечением экспериментального материала других исследователей было показано, что данная модель с достаточной степенью адекватности описывает реально наблюдаемые процессы [5, 6]. Кроме того, было показано, что основной постулат динамической модели о неустойчивости прямолинейного движения крана не подтверждается, так как имеет место его устойчивое непрямолинейное движение [5]. На данный момент кинематическая модель представляется более адекватной.

Целью данной работы является анализ с позиций кинематики обоснованности некоторых рекомендаций по повышению стойкости колес, сформулированных в рамках динамической модели.

Первоначально рассмотрим так называемую «рациональную» схему установки колес. Эту рекомендацию цитируем по работе [1, стр. 135]:

«Настоящая схема, определяющая способ установки крановых колес в горизонтальной плоскости и метод задания номинальных значений угла их перекоса, имеет следующие особенности:

вводится базовая вертикальная плоскость Б–Б, проходящая через центры передних (или задних) колес;

углы перекоса колес β_i измеряются относительно плоскостей, перпендикулярных плоскости Б–Б;

углы перекоса должны быть равны:

$$\beta_1 = \beta_0 \pm \beta_0; \beta_2 = -\beta_0 \pm \beta_0; \beta_3 = -\beta_0 \pm \beta_0; \beta_4 = \beta_0 \pm \beta_0, \quad (1)$$

где β_0 – допуск на угол перекоса колес».

Необходимость введения разнонаправленных в каждой паре колес дополнительных углов β_0 аргументируется стремлением избавиться от «плохих» сочетаний углов перекоса колес. Сочетания и их оценка представлены в виде таблиц (там же, табл. 4.7, 4.8).

Таблицам предшествует пояснение: «Для четырехколесного крана по направлению перекоса колес ($\beta_i > 0$ или $\beta_i < 0$) существует 16 вариантов сочетания взаимного перекоса колес, условно показанных в табл. 4.7, где знаками «+» и «-» обозначены перекосы колес при $\beta_i > 0$ и $\beta_i < 0$ соответственно... Все перечисленные в табл. 4.7 сочетания перекоса колес по степени их влияния на качество работы ходовой части крана можно условно разделить на четыре группы, приведенные в табл. 4.8.»

В табл. 4.7 приведены сочетания вида «+, +, +, -», где первый символ определяет знак угла перекоса первого колеса и т. д. Сочетания пронумерованы.

В табл. 4.8 приведены оценки «Очень плохое; Плохое; Неудовлетворительное; Удовлетворительное» и приведены соответствующие им номера сочетаний из табл. 4.7.

На наш взгляд разделение сочетаний углов на «очень плохое», «плохое» и т. д. недостаточно аргументировано. Так, к «очень плохому» сочетанию отнесен вариант «Односторонний перекося четырех колес». По нашему мнению, этот вариант не имеет отношения к перекося колес так как, по сути, кран (мост) просто не выставлен относительно направления, принятого за базу (направления рельсового пути). Ситуацию можно исправить простым разворотом крана относительно базового направления. Что касается относительных перекося колес, то они присущи именно крану и не могут зависеть от выбора базового направления.

Представляется необходимым более точно определить угол перекося крана и углы перекося колес и описать процедуру их определения.

В работах [4–9] при определении углов перекося колес в качестве базового принято направление, относительно которого сумма углов перекося колес равна нулю. При этом измерение углов перекося может осуществляться от любой базы. Затем осуществляется операция приведения углов к принятой базе простым суммированием измеренных величин углов, делением суммы на 4 (по числу колес) и прибавлением взятого с обратным знаком частного к измеренной величине угла перекося каждого колеса. Полученные величины – приведенные углы относительного перекося колес, а частное – угол перекося крана в целом относительно базы измерений. Если за базу измерений принято направление рельсов, то тогда это будет перекося крана относительно направления рельсов. Если же путем разворота крана его перекося устранен, то направление движения крана в точке выверки будет совпадать с направлением базы измерений. По мере дальнейшего свободного (без контакта реборд с рельсами) движения крана угол его перекося будет изменяться, а углы относительного (взаимного) перекося колес оставаться неизменными. Эти углы обладают замечательным свойством: сумма углов перекося колес передней оси равна аналогичной сумме для задней оси, взятой с обратным знаком. Это позволяет в качестве меры перекося колес принять полусумму приведенных углов перекося колес любой оси без учета знака (среднее значение угла перекося колес). В ранних работах, посвященных данной проблеме [4–8] в качестве меры перекося колес использовалась разность сумм перекося колес передней и задней оси, которая именовалась эффективным углом перекося, причем для ее вычисления не требовалось выполнять операцию приведения углов. Начиная с работы [9] была внесена поправка, и принята трактовка меры перекося, приведенная в данной работе. Эти величины отличаются между собой в четыре раза. Новую величину легче сопоставлять с требованиями стандарта.

На наш взгляд, целесообразно описанные выше трактовку угла перекося колес и процедуру его определения узаконить в качестве стандарта.

Очевидно, что при установке колес по рациональной схеме добавление разнонаправленных смещений в выражениях (1) не изменит сумму (и полусумму) углов перекося колес каждой оси, т. е. не изменит угол перекося колес. Изменятся только математические ожидания отклонений углов перекося колес от среднего значения (статистически увеличится «развал» или «схождение» колес). В результате это приведет лишь к росту поперечных сил упругого скольжения и увеличению нагрузок на металлоконструкции крана и здания, т. е. эффект от применения «рациональной» установки колес будет отрицательным.

Что касается рекомендуемой в работе [1] методики выверки колес, то нам представляется, что при измерении углов их перекося относительно плоскостей, перпендикулярных плоскости Б–Б, проходящей через центры передних (или задних) колес, в результате может вноситься систематическая ошибка. Эта ошибка обусловлена тем, что точки центров колес могут быть вершинами не прямоугольника, а четырехугольника. Линии, проходящие через них, в общем случае могут быть не параллельны между собой. Тогда углы перекося колес, определенные на основе этих линий, будут различаться между собой, что неприемлемо, поскольку они не должны зависеть от метода определения.

Следующая из рассматриваемых рекомендаций в работе [1] получила название «применение системы автоматизация стабилизации прямолинейного свободного движения крана с отдельным приводом». В ней предложена система автоматического регулирования, целью которой является устранение случайных перемещений крана в ту, или иную сторону. Не вдаваясь в подробности реализации, остановимся лишь на постановке задачи [1, стр. 163]:

«Необходимый для обеспечения прямолинейного движения закон регулирования определяем исходя из следующих соображений. При положительном угле перекоса крана тяговая сила приводного колеса правой стороны крана должна уменьшиться, а левой стороны крана – увеличиться, что должно привести к уменьшению угла перекоса крана. Если же произойдет смещение крана вправо на x , то для уменьшения этого смещения необходимо увеличение тяговой силы правого ведущего колеса и уменьшение тягового усилия левого ведущего колеса. Отсюда приходим к двухконтурной системе регулирования, имеющей следующий закон регулирования:

$$\Delta P = K_{r1} \cdot \varphi - K_{r2} x, \quad (2)$$

где ΔP – изменение тяговых сил приводных двигателей, осуществляемое автоматическим регулятором;

K_{r1} – коэффициент усиления регулятора по углу поворота крана;

φ – угол перекоса крана;

K_{r2} – коэффициент усиления регулятора по его поперечному смещению;

x – поперечное смещение.»

В соответствии с законом регулирования (2) при нулевых значениях угла перекоса крана и его поперечного смещения регулирующее воздействие также будет равно нулю. Из этого следует, что закон регулирования (2) не учитывает тот факт, что в отсутствие регулирующих и внешних возмущающих воздействий кран в свободном движении будет перемещаться не прямолинейно, а по круговой траектории, вращаясь в этом движении вокруг своей оси с постоянной скоростью. Как показано в работе [6], для того, чтобы спрямить траекторию его движения, необходимо путем изменения тяговых сил приводных двигателей приложить к нему постоянно действующий вращающий момент, компенсирующий это вращение за счет поперечного упругого скольжения и не зависящий от текущих значений угла перекоса и смещения. Возможно, потребуется дополнительное регулирование, тогда оно может осуществляться в соответствии с некоторым законом регулирования.

В последующем примере реализации системы регулирования в качестве базы для измерения углов перекоса и смещений крана приняты головки рельсов. На наш взгляд, при существующих допусках на точность укладки рельсов, это внесет в работу системы быстро изменяющееся случайное возмущение с максимальной амплитудой по φ порядка 0,002 рад., а по x – порядка 5 мм, что существенно усложнит выполнение задачи регулирования.

Диаграммы отклонений рельсового пути от прямой линии, подтверждающие данную оценку, приведены в этой же работе [1, стр. 124].

Заканчивается рассмотрение этого вопроса примером расчета. В нем в качестве «возмущающих факторов» рассматриваются различные варианты перекосов колес и различные положения тележки с грузом. В результатах расчета, в числе прочих параметров содержатся и величины тяговых сил приводных колес [1, стр. 170]: $P1 = -4,47$ кН, $P2 = 7,09$ кН.

Просуммировав $P1$ и $P2$, найдем, что преодолеваемые при этом сопротивления передвижению крана равно 2,62 кН. Полученный результат не согласуется с приведенным в табл. 5.2, стр. 169 общим сопротивлением передвижению крана, которое для данного случая (вариант 3) в соответствии с таблицей 5.2 равно 3,9 кН. Это не позволяет определить мощность двигателей, потребную для осуществления регулирования.

В работе [6] показано, что только для спрямления траектории движения крана установленная мощность каждого из двигателей должна быть увеличена практически в 5 раз. Регулирование же потребует еще большей установленной мощности двигателей, т. к. необходимо

не только спрямит траекторию, но и устранить отклонение, что потребует ее перегиба в противоположную сторону. Соответственно должны быть усилены и механические передачи. Целесообразность такого решения, даже если оно работоспособно, вызывает сомнения.

В работе [3], целью которой является разработка системы автоматического управления электроприводами крана, также не учитывается кинематика его движения. В качестве первопричины износа реборд приняты «перекосы, вызванные несинхронным движением опор». Автор решает проблему «путём регулирования скорости электродвигателей механизма передвижения в функции поперечного смещения ходовых колес».

В работах [6, 7] показано, что разность скоростей перемещения опор крана обусловлена его движением по окружности вследствие нестрогой параллельности плоскостей качения ходовых колес. Ее величина не превышает долей процента. Поддержание такой точности требует прецизионных систем, однако, в работе [3] вопрос точности регулирования не обсуждается, а экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке системы управления, т. е. без крана.

ВЫВОДЫ

Процессы, описываемые динамической и кинематической моделями движения крана, существенно различаются. Рекомендация относительно рациональной схемы установки колес и их выверки, разработанные в рамках динамической модели, не дают должного результата при их оценке с позиций кинематической модели.

Разработанные на основе динамической модели принципы регулирования, закладываемые в системы управления движением крана, с позиций кинематической модели представляются неверными.

При регулировании движения крана за счет разности развиваемых каждым двигателем моментов на мост крана и конструкции здания передаются значительные нагрузки, что не позволяет считать регулирование альтернативой выверке колес.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 232 с.
2. Соболев В. М. Результаты опытно-промышленного внедрения мероприятий по повышению долговечности ходовых колес мостовых кранов / В. М. Соболев, Г. П. Ермаков, И. А. Дятчин // Вестник машиностроения. – 1976. – № 6. – С. 36–38.
3. Дорофеев А. А. Разработка и исследование систем электроприводов, обеспечивающих бесперекусное движение мостовых кранов : автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук : 05,09,03 / Алексей Александрович Дорофеев. – Липецк : ЛГТУ, 2010. – 18 с.
4. Поликарпов Ю. В. Кинематика движения четырехколесной ходовой тележки грузоподъемного крана / Ю. В. Поликарпов // Подъемно-транспортная техника. – 2003. – № 2. – С. 78–82.
5. Поликарпов Ю. В. Установившееся движение грузоподъемного крана на цилиндрических колесах с раздельным приводом по рельсовому пути / Ю. В. Поликарпов // Вісник ДДМА : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2007. – № 3(9). – С. 202–207.
6. Поликарпов Ю. В. Кинематика движения крана на участке взаимодействия реборд с рельсами / Ю. В. Поликарпов // Вісник ДДМА : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – № 1 (11). – С. 145–150.
7. Поликарпов Ю. В. Определение регулировочных характеристик двигателей, необходимых для спрямления траектории движения крана / Ю. В. Поликарпов // Вісник ДДМА : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2009. – № 1 (15). – С. 241–245.
8. Поликарпов Ю. В. Выверка колес грузоподъемных кранов и назначение боковых зазоров в паре колесо – рельс [Электронный ресурс] / Ю. В. Поликарпов // Научный Вестник ДГМА : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2009. – № 2 (5Е). – С. 129–134. – Режим доступа : http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/VDDMA/2009_2/article/09PJVBPV.pdf.
9. Поликарпов Ю. В. Обоснование выбора математической модели движения грузоподъемного крана по рельсовому пути / Ю. В. Поликарпов, Ю. Н. Диденко // Вісник ДДМА : зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2010. – № 4 (25). – С. 240–244.