

ся, что остановка вращательного и поступательного движения происходит одновременно.

Таким образом, на основе сформулированных в работе дифференциальных уравнений движения выполнено исследование взаимовлияния вращательного и поступательного движений кольца по наклонной поверхности под действием сил трения. Установлено, что оба вида движения прекращаются одновременно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Farkas, Z.** Frictional coupling between sliding and spinning disks / Z. Farkas, G. Bartels, D. E. Wolf, T. Unger // *Phys. Rev. Lett.* – 2003. – V. 90, № 24. – P. 248–302.

2 **Weidman, P.** Regimes of terminal motion of sliding spinning disks / P. Weidman, C. Malhotra // *Phys. Rev. Lett.* – 2005. – V. 95, № 26. – P.264–303.

3 **Голякевич, С. А.** Влияние соотношения начальных угловой и линейной скоростей на движение кольца по горизонтальной шероховатой поверхности / С. А. Голякевич, Д. В. Гапанюк, В.С. Вихренко // *Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. Вып. 1 / Белорус. гос. ун-т трансп.*; под ред. А. О. Шимановского. – Гомель, 2007. – С. 15–22.

Получено 30.05.2007

**ISBN 978-985-468-405-5. Механика. Научные исследования  
и учебно-методические разработки. Вып. 2. Гомель, 2008**

---

УДК 621.873.12

**А. Н. ДУБКО**

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель*

## **АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДКРАНОВЫХ ПУТЕЙ КОЗЛОВОГО КРАНА**

Выполнен анализ работы козлового крана и элементов подкранового пути. На основе анализа расчетных схем элементов рассматриваемой механической системы: крана, рельса, закладку, полушпалу – получены значения нагрузок, возникающих при различных режимах движения крана. Выявлены причины, влияющие на работоспособность верхнего строения пути.

**Постановка задачи.** Козловой кран КК-12,5 обслуживает погрузочно-разгрузочную площадку складирования готовой продукции предприятия. Подкрановый путь длиной 50 м имеет железнодорожные рельсы типа Р65, уложенные на железобетонные полушпалы с длиной 120 см, поперечным сечением 22×25 см и армированием в нижней части. Межосевые расстояния – 50 см.

Рельс опирается непосредственно на стандартные железнодорожные рельсовые подкладки. Вместо них на двадцати двух шпалах установлены специально изготовленные закладные детали в виде стальных пластин размером  $300 \times 150 \times 12$  мм, утапливаемые в специальных углублениях в полушпалах. Крепления рельсов между собой осуществляются с помощью стандартных двухголовых стыковых накладок. Величина зазора в стыках 0–10 мм. Соединение рельса с закладной деталью производится с использованием равнополочных уголков холодногнутого проката № 45 (ГОСТ 8276-93) длиной 120 мм. Горизонтальная полка уголка приваривается с использованием дуговой сварки к подкладке или к закладке. Вертикальная полка разогревается до красного свечения газовой сваркой и ударами молотка загибается до соприкосновения с подошвой рельса.

В результате эксплуатации подкранового пути на шпалах имеют место поперечные трещины. Обнаружены также следы интенсивного износа внутренних сторон головок рельсов. Цель работы – установить причины этих дефектов и разработать технические мероприятия для их устранения.

**Анализ работы козлового крана и элементов подкранового пути.** Подъёмный кран приводится в движение двумя асинхронными трёхфазными электродвигателями НТЕ-211-6. Они прошли в процессе их обслуживания перемотку проводов электрических обмоток. Технические условия этих работ предусматривают возможность отклонения реальной мощности двигателя от номинальной после перемотки на 10–12 %. Это обстоятельство может привести к появлению неодинаковых крутящих моментов у двигателей, а следовательно, к неодинаковым тяговым силам на левом и правом ведущих колёсах. Учитывая большое расстояние между рельсами – 25 м, избыточная сила тяги, направленная вдоль одного из двух рельсов, может вызвать появление значительного момента, поворачивающего кран в горизонтальной плоскости.

Противодействие этому моменту оказывают две силы, возникающие в местах прижатия внутренних реборд колёс к боковым поверхностям головок соответствующих рельсов. Эти силы в рассматриваемой технической ситуации почти втрое больше избыточной силы тяги. Именно они, прижимая реборду колеса к рельсу, вызывают появление больших сил трения скольжения и с ними – обнаруженные износы внутренних поверхностей головок рельсов. Подобные износы имеют место и на контактных поверхностях внутренних реборд колёс.

Те же силы взаимодействия реборды с головкой рельса при перекосе корпуса крана направлены поперёк каждого рельса и стремятся опрокинуть его. Момент, приложенный к рельсу и действующий в поперечном по отношению к нему направлении, стремится повернуть вместе с рельсом и закладку, которая в этой ситуации взаимодействует с полушпалой не по всей плоскости контакта, а по одному крайнему своему ребру, упирающемуся в полушпалу. При этом удельные давления на неё достигают весьма больших значений и приво-

дят к образованию трещин в материале полушпалы, а затем – разломов. Отсутствие армирующего металла в верхней части полушпалы способствует ослаблению её способности сопротивляться возникающим в ней реальным деформациям и ускоряет разрушение.

Состояние верхнего строения подкранового пути имеет некоторые недостатки, также существенным образом влияющие на прочность полушпалы. Названные выше двадцать две полушпалы с закладками вместо подкладок имеют тщательную подбивку лишь под рельсом. Щель под их консольными участками недостаточно, что приводит к случайному и весьма неравномерному взаимодействию полушпалы со щёбёнкой, которое не поддаётся математическому описанию. Можно только утверждать, что в этой ситуации дополнительно к деформациям сжатия в материале полушпалы происходят и деформации изгиба, величины которых неопределённые, но неизбежно превосходят их расчётные значения. Сюда можно добавить чётко просматриваемую небрежность, имевшую место при укладке полушпал. Расстояния между ними неодинаковые. Средние сечения некоторых из них смещены относительно середины рельса. Ряд полушпал не перпендикулярен рельсам. Всё это отрицательно влияет на их прочность.

Уголок, крепящий рельс к закладке, проходит (по схеме технологического процесса его установки) две термических обработки, одна из которых практически не контролируется и потому исключает возможность оценки состояния микроструктуры металла уголка и с нею – хотя бы приблизительное определение упругих констант, используемых в прочностных расчётах. Имеется в виду нагрев вертикальной полки уголка газовой горелкой до появления красного свечения и дальнейшая его пластическая деформация ударами, связанная с загибом этой полки до соприкосновения её с подошвой рельса. Последующий отжиг уголка и нормализация микроструктуры его материала не производится. У некоторых уголков загнутая полка приваривается к подошве рельса. У иных наблюдается зазор в этом же месте, достигающий 5–10 мм. Все эти обстоятельства исключают возможность получения каких-либо расчётных зависимостей, с использованием которых можно было бы с гарантированной достоверностью оценивать прочность узла «закладка – уголок – рельс».

**Схема сил, действующих на рассматриваемую механическую систему.** Весьма вероятной причиной появления сил, разрушающих полушпалы, является неодинаковость тяговых сил на левом и правом маршевых электродвигателях крана. Даже небольшое их различие неизбежно должно привести к некоторому повороту крана в горизонтальной плоскости. Угол этого поворота невелик, но всё же плоскость реборды колеса оказывается непараллельной оси рельса, и оно, накатившись на рельс, движется, снимая стружку с контактирующей поверхности головки рельса. Это происходит в местах контакта

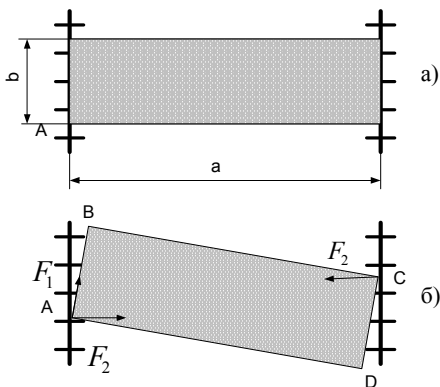


Рисунок 1 – Схема расположения крана на железнодорожном пути (вид сверху):  $a$  – теоретическая;  $b$  – реальная с перекосом

поверхностей внутренних реборд диагонально расположенных колёс с соответствующими боковыми поверхностями головок обоих рельсов. Схематически описанная ситуация показана на рисунке 1.

Тонированный прямоугольник определяет проекцию периметра подъёмного крана на горизонтальную плоскость. Точки  $A, B, C, D$  указывают места пересечения осей колёс крана с направлениями рельсов. Проекции колёс на горизонтальную плоскость не показаны.

В случае действия на ведущие колёса крана одинаковых движущих сил его положение схематично показано на рисунке 1,  $a$ .

Появление с одной из его сторон избыточной силы (на рисунке 1,  $b$  она изображена вектором  $F_1$ ) вызывает поворот крана в горизонтальной плоскости в соответствующую сторону. Угол этого поворота весьма мал и определяется величиной боковых зазоров между ребордами колёс крана и боковыми поверхностями головок рельсов.

Непосредственно из рисунка следует, что значение разворачивающего момента может быть определено из соотношения

$$M_1 = F_1 a .$$

Ему противодействует момент сил реакций рельсов  $F_2$ :

$$M_2 = F_2 b .$$

Так как в указанном положении кран находится в состоянии равновесия, то алгебраическая сумма действующих на него моментов равна нулю. Отсюда

следует:  $F_2 = \frac{F_1 a}{b}$ . Основные габаритные размеры крана:  $a = 25$  м,  $b = 9$  м.

Поэтому  $F_2 = 2,78 F_1$ .

С такой же силой реборда колеса действует на рельс. Рассмотрим, как она воспринимается разными элементами верхнего строения пути. Воспользуемся для этого рисунком 2. Первая его часть (см. рисунок 2,  $a$ ) даёт общее представление о сложном механическом узле, состоящем из следующих деталей: колесо – рельс – уголки – закладка – полушпала. Действие силы  $F_2$  воспринимается двумя телами, независимо друг от друга сопротивляющимися этому действию. Это, во-первых, рельс. Он связан с землёй во многих точках и может рассматриваться как стержень, подверженный поперечному изгибу с кру-

чением. Какая-то часть силы  $F_2$  затрачивается на появление именно этих его деформаций. Во-вторых, это закладка, которая воспринимает ещё какую-то часть той же силы. При движении крана величина её оказывается переменной. Чем ближе колесо крана подходит к какой-то конкретной полушпале, тем большей делается величина этой составляющей силы  $F_2$ , достигая своего максимума при накатывании колеса на полушпалу. Задача о количественном исследовании этого процесса является статически неопределимой, нелинейной, полудинамической из-за малой скорости изменения силы. С целью выработки практических рекомендаций выполним качественную оценку ситуации.

На рисунке 2, б изображена схема сил, действующих на полушпалу. Это – две одинаковые силы  $F_3$ . Каждая из них является равнодействующей силой распределённой нагрузки на полушпалу, действующей вдоль каждого из торцовых рёбер закладки. Попробуем выразить их величины через взятую в качестве исходной силу  $F_1$ . Рассмотрим для этого сначала равновесное состояние рельса. Опрокинуть его стремится некоторая часть силы  $F_2$ , которую обозначим так:  $F_2^* = kF_2$ . Её момент  $M_3 = kF_2h$ . Ему противодействует момент пары сил  $F_3$ :  $M_4 = F_3c$ . Из условия равновесия получается:  $kF_2h = F_3c$ . Отсюда 
$$F_3 = \frac{kF_2h}{c} = \frac{2,78kF_1h}{c}.$$

С учетом заданных размеров  $h = 0,18$  м,  $c = 0,3$  м и получим окончательный результат:

$$F_3 = 1,67kF_1. \quad (1)$$

Коэффициент  $k$  является пульсирующей функцией времени с областью определения значений в пределах от нуля до единицы. Период пульсации определяется временем перемещения катящегося колеса крана между соседними полушпалами. Если выполнять расчёт изменения величины силы  $F_2^*$ , приложенной к рельсу над  $i$ -й полушпалой при указанном перемещении колеса, то наименьшее значение коэффициента  $k$  получится в момент нахождения колеса над  $(i - 1)$ -й полушпалой. Максимальное же – в момент накатывания на рассчитываемую полушпалу.

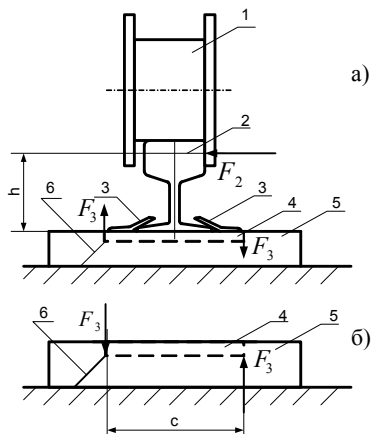


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на рельс, закладку, полушпалу (не в масштабе):  
1 – колесо крана; 2 – рельс; 3 – уголок;  
4 – закладка; 5 – полушпала;  
6 – трещина полушпалы

Дробное значение коэффициента  $k$  обусловлено тем, что он показывает, какую часть силы  $F_2$  составляет сила  $F_2^*$ .

Определение функции  $k(t)$  может быть получено в результате решения самостоятельной задачи о равновесии узла, изображённого на рисунке 2, а. То есть, надо раскрыть его статическую неопределённость для описания мгновенных равновесных состояний деталей этого узла и ввести в получающиеся уравнения время для учёта факта перемещения колеса крана.

Найдем порядок значения силы, действующей на полушпалу со стороны закладки. Для этого предположим, что при прохождении колеса над полушпалой имеет место следующее значение обсуждаемого коэффициента:  $k = 0,5$ . Определим с его помощью значение силы  $F_3$ . Его предвещает поиск силы  $F_1$ . Это сила, вызывающая перекос корпуса крана на рельсовом пути. Её появление обусловлено рядом причин. Среди них наиболее существенными являются следующие: неодинаковые силы тяги маршевых двигателей крана, боковая ветровая нагрузка на кран, движение крана с грузом, несимметрично расположенным относительно рельсов, передвижения крановой тележки с грузом. Сделаем приближённое вычисление тяговых сил, вызываемых двигателями, побывавшими в перемотке. Это обстоятельство может привести к неодинаковости крутящих моментов и с ними – к неодинаковости тяговых сил. Допускается несовпадение крутящих моментов подобных двигателей до 10 %. Определим обе силы с предположением о некотором несовпадении крутящих моментов. Эти силы могут быть вычислены по формуле  $N = F_{\text{тяги}} v$ . Здесь  $N$  – мощность двигателя,  $F_{\text{тяги}}$  – сила тяги двигателя,  $v$  – скорость движения крана.

В рассматриваемом случае  $N = 7,5$  кВт,  $v = 0,35$  м/с. Поэтому

$$F_{\text{тяги}} = \frac{N}{v} = \frac{7,5}{0,35} = 21,4 \text{ кН.}$$

Допустимое предельное отклонение такой силы от номинального значения  $F_1 = 0,1 \cdot F_{\text{тяги}} = 2,14$  кН.

Если использовать теперь формулу (1) и учесть сделанные замечания относительно выбранного значения коэффициента  $k$ , то искомое значение силы  $F_3$  можно определить в некотором исходном приближении:

$$F_3 = 1,67 \cdot 0,5 \cdot 2,14 = 1,79 \text{ кН.}$$

Это – равнодействующая сила давления торцового ребра закладки на полушпалу. Её часть, приходящаяся на единицу поперечного размера полушпалы, получается так:

$$q = 1,79 : 0,15 = 11,9 \text{ кН/м.}$$

Эта распределённая нагрузка весьма велика и при динамическом действии на материал полушпалы способна вызвать местные нарушения его структуры, а затем – образование трещин и разрушение изделия. Если рассчитанная нагрузка окажется даже в несколько раз меньшей полученного значения, то

процесс образования и развития усталостных явлений в материале полушпалы и в этом случае возникнет и будет развиваться. Потребуется только больше циклов нагружений до момента разрушения изделия.

Оценим прочность уголка, крепящего рельс к бетонной шпале. В рассматриваемом случае на уголки  $45 \times 4$  действуют горизонтальные продольные и поперечные силы, возникающие от передвижения крановой тележки, а также от перекоса крана и ветровой нагрузки.

Нагрузки, возникающие в результате пуска и торможения механизма передвижения крановой тележки, невелики, так как скорость передвижения крановой тележки мала ( $0,5 - 0,8$  м/с). В этом случае боковая нагрузка на уголки вызывается действием только сил инерции, возникающих при остановке груза, перемещающегося вдоль моста подъемного крана. Данное предположение можно подтвердить соответствующим приближенным расчетом на основании следующих исходных данных: масса поднимаемого груза –  $12,5$  т, скорость движения тельфера –  $30$  м/мин ( $0,5$  м/с), время остановки тельфера –  $2$  с.

Замедление тельфера при остановке  $0,5 / 2 = 0,25$  м/с<sup>2</sup>. Тогда значение силы инерции перемещаемого груза при его остановке  $12,5 \cdot 0,25 = 3,125$  кН. Поскольку кран имеет 4 опоры на колесах, то на каждую из них приходится  $3,125 / 4 = 0,8$  кН. Без выполнения специального расчета можно утверждать, что шов, имеющий общую длину  $12 + 12 + 4,5 + 4,5 = 33$  см и полученный при использовании электродов диаметром  $3-5$  мм (толщина полки уголка, диаметр электрода по ГОСТ 8509-57), способен, не разрушаясь, воспринимать максимальные силы  $0,8$  кН, действующие в плоскости периметра шва, имея при этом существенный запас прочности. Металлические боковые упоры, предотвращающие горизонтальные отжатия рельсов, частично воспринимают поперечные нагрузки, т. е. «помогают» крепежным уголкам в работе.

Перекосное движение крана (независимо от причины перекоса) в сочетании с ветровой нагрузкой может вызвать срыв сварных швов, которыми уголки прикреплены к подкладке.

Расчет отогнутой полки уголка на прочность не представляется возможным из-за отсутствия необходимой для этого информации о состоянии кристаллической структуры зоны его наибольших пластических деформаций и значений упругих констант, используемых в подобных расчетах. Неконтролируемый приборами нагрев угла уголка до температур, допускающих его пластические деформации, и условия его охлаждения без последующего отжига могут привести к появлению анизотропии как микроструктуры уголка, так и связанных с ней механических свойств его металла. А существенные пластические деформации, связанные с загибом его вертикальной полки, могут вызвать появление в зоне угла микротрещин, веером расходящихся от его вершины, что также отрицательно сказывается на изотропности свойств металла изделия и на возможности получения достоверных данных в результате выполнения прочностного расчета.

Но в данном случае подобный расчёт вряд ли целесообразен из-за практического отсутствия нагрузок на изогнутую полку уголка. На наш взгляд, не перегрузки, а коррозия металла уголка в зоне возможного образования микротрещин представляет собою более существенную угрозу его долговечности. Для предупреждения коррозии можно обезжирить и покрыть зону изгиба каким-либо защитным покрытием. Однако это мероприятие может оказаться чрезмерно дорогим по сравнению со стоимостью замены разрушившегося уголка, и потому здесь желателен экономический расчёт для определения целесообразности проведения антикоррозионных мероприятий.

**Заключение.** Существует ряд объективных причин, влияющих на работоспособность элементов верхнего строения подкранового пути козлового крана, в том числе и механической системы «колесо – рельс – уголок – закладная деталь – полушпала». К ним относятся: отклонение реальной мощности двигателей от номинальной после перемотки; одновременное начало работы электродвигателей; разница в тяговых силах на левом и правом маршевых двигателях, движение крана с грузом, несимметрично расположенным относительно рельсов; передвижение крановой тележки с грузом, особенно по консоли крана (со стороны площадки погрузки); перекосное движение; ветровая нагрузка и др. Эти объективные причины нельзя устранить, можно только уменьшить последствия их влияния на эксплуатационную надёжность посредством усиления конструкции подкранового пути. Указанные факторы являются как возможными причинами трещинообразования на железобетонных полушпалах, так и повышенного бокового износа рельсов.

Получено 25.09.2007

---

**ISBN 978-985-468-405-5. Механика. Научные исследования  
и учебно-методические разработки. Вып. 2. Гомель, 2008**

---

УДК 536.758

*А. Н. КАМЛЮК, В. Л. КОШМАН*

*Белорусский государственный технологический университет, Минск*

## **ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ГИСТОНА И ДЛИНЫ НАВИВКИ НА НАТЯЖЕНИЕ МОЛЕКУЛЫ ДНК**

В работе представлены зависимости для расчета натяжения молекулы ДНК, навивтой на гистоны. Молекула моделировалась упругим стержнем с постоянным поперечным сечением, а гистоны – пустотелой цилиндрической оболочкой. Проведен анализ влияния жесткости гистона и длины навивки на натяжение молекулы ДНК.