

Кроме того, необходимо учесть связь обмотки якоря возбудителя (ОЯВ) и обмотки возбуждения (ОВ) самой машины через вращающийся выпрямитель (ВВ). Для этого можно заменить реальную нагрузку ОЯВ в виде ОВ и ВВ некоторым эквивалентным активным сопротивлением R_{Σ} [2, с. 118].

Тогда

$$\left. \begin{aligned} U_{\text{возб}} &= k_u \sqrt{(u_{d_1})^2 + (u_{q_1})^2}; i_{\text{возб}} = k_i \sqrt{(i_{d_1})^2 + (i_{q_1})^2}; \\ u_{d_1} &= i_{d_1} R_{\Sigma}; u_{q_1} = i_{q_1} R_{\Sigma}; R_{\Sigma} = R_{\text{возб}} k_u / k_i, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где коэффициенты преобразования напряжения k_u и тока k_i зависят от структуры вращающегося выпрямителя и параметров обмотки возбуждения машины.

Предложенная модель бесщеточного синхронного генератора может использоваться при компьютерном моделировании ЕВСАЭЭС с комплексами Aziprod для перспективных судов.

Список литературы

1. Баранов А. П. Моделирование судового электрооборудования и средств автоматизации: учебник для вузов / А. П. Баранов, М. М. Раимов. — СПб.: ЭЛМОР, 1997. — 232 с.
2. Бут Д. А. Бесконтактные электрические машины / Д. А. Бут. — М.: Высш. шк., 1990. — 417 с.

УДК 621.873.019.3

Е. Н. Андрианов,
канд. техн. наук, профессор,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова;

А. Н. Иванов,
канд. техн. наук, доцент,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ВРАЩЕНИЯ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

FEATURES OF DESIGNING AND CALCULATION OF MECHANISMS OF ROTATION OF PORTAL CRANES

В статье анализируются вопросы повышения конструктивной надежности и расчета механизмов вращения, которые следует учитывать при проектировании новых порталных кранов в условиях современного состояния инженерной подготовки и отечественного производства.

The article is devoted to technical analysis of the efficient ways for increasing constructing reliability and revolving mechanism calculation. These efficient ways are needed to take into consideration portal crane projects in modern engineering training and domestic manufacture.

Ключевые слова: кран, конструкция, механизм, опорно-поворотное устройство, эксплуатационные нагрузки.

Key words: crane, construction, mechanism, supporting and turning arrangement, service loads.

МЕХАНИЗМ вращения (поворота) является одним из основных механизмов, обеспечивающих надежность машины в целом. Его поломка приводит к значительным экономическим потерям, связанных с ремонтом и простоем в работе крана. Сложность ремонта определяется значительной трудоемкостью при замене опорно-поворотного устройства катков, упорных подшипников, валов, цевок и зубчатых колес [7, с. 49–53].

В статье обращается внимание инженерно-технического персонала на необходимость при создании собственных схем и конструкций механизмов вращения порталных кранов опираться на опыт выполненных конструкций, эксплуатации и смежных отраслей машиностроения; более полно использовать накопленные средства кинематического, конструктивно-технологического и геометрического анализа и синтеза подобных механизмов.

1. О передаточном отношении открытой зубчатой пары

Вопрос определения передаточного отношения открытой зубчатой пары возникает, во-первых, из-за характера движения шестерни: она вращается и вокруг собственной оси, и обегает неподвижный зубчатый венец неповоротной части вокруг оси вращения крана, увлекая за собой его поворотную часть; во-вторых, из-за наличия ошибочной рекомендации по определению передаточного числа открытой зубчатой пары, приведенной в работе [1, с. 84].

Покажем, что планетарный характер движения обегавшей шестерни открытой пары меняет только знак передаточного отношения; числовое же значение передаточного отношения при этом не меняется и его следует определять по формуле зубчатой передачи с неподвижными осями валов.

При буквенном обозначении передаточного отношения i , связывающего относительные угловые скорости двух звеньев, проставляются три индекса: два внизу, соответствующие обозначениям этих звеньев (первый из них относится к звену, частота вращения которого находится в числителе, и один вверху, соответствующий звену, относительно которого взяты частоты вращения). Открытая зубчатая пара служит примером простейшего планетарного механизма, показанного на рис. 1, а и состоящего из двух сцепляющихся зубчатых колес $a - g$. При этом колесо a неподвижно, а колесо g совершает плоскопараллельное движение. Буквой h обозначена поворотная платформа, в которой установлено подвижное зубчатое колесо. Обозначим частоту вращения звеньев символом n с индексом внизу, соответствующему обозначению этих звеньев.

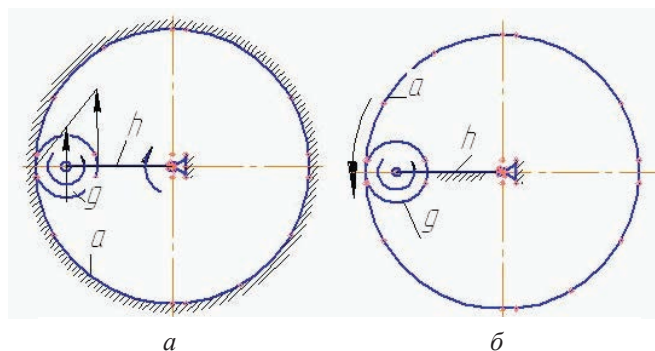


Рис. 1. Схемы передач:
 а — планетарный; б — рядовой

Из формулы Виллиса следует

$$i_{ga}^h = \frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = \frac{n_{sat}}{-n_h} = -i_{gh}^a,$$

так как в механизме вращения $n_a = 0$, а заданной является относительная n_{sat} (а не абсолютная n_g , как это принято в работе [1]), частота вращения зубчатого колеса g .

Поэтому справедливо равенство

$$i_{gh}^a = -i_{ga}^h,$$

то есть планетарный характер движения обегавшей шестерни открытой пары меняет только знак передаточного отношения: во внешнем зацеплении шестерня g и платформа h вращаются в одном направлении, а при внутреннем зацеплении они вращаются в противоположных направлениях (рис. 1). Числовое же значение передаточного отношения при этом не меняется и его следует определять по формуле зубчатой передачи с неподвижными осями валов (рис. 1, б):

$$|i_{gh}^a| = u = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_2 — число зубьев колеса a ; Z_1 — число зубьев обегавшей шестерни g .

2. О конструкции закрепления вертикального вала с односторонней опорой шестерни

В порталных кранах вращение поворотной части обычно осуществляется от электродвигателя через редуктор и открытую зубчатую передачу с консольной шестерней. Причем применяемые схемы привода механизма вращения порталных кранов практически не зависят от способа опирания поворотной части крана, будь это *рельсовое кольцо* с цевочным или эвольвентным зацеплением или *нижнее кольцо* шарикового или роликового опорно-поворотного устройства (ОПУ) с эвольвентным наружным или внутренним зацеплением [2, с. 174]. Заметим, что опорно-поворотные устройства постепенно вытесняют рельсовые кольца, а центральный механизм вращения, который был предложен в работе [3, с. 102] применительно к башенному крану КБ-160, из-за особого строения верхней части не нашел применения в механизмах вращения порталных кранов.

Рассматривается наиболее распространенное решение, когда привод механизма вращения устанавливается на поворотной платформе. В этом случае передача вращения от выходного вала редуктора к консольной обегавшей шестерне, которая входит в зацепление с зубчатым венцом открытой пары, осуществляется через длинный вертикальный вал.

Консольное расположение шестерни во многом определяет невысокую надежность открытой зубчатой пары вследствие неблагоприятного распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. При наличии односторонней (подвижной) опоры приводных зубчатых колес условия зацепления ухудшаются прежде всего из-за изгиба приводного вала и имеющегося допуска ОПУ кранов с опорно-поворотным кругом. На этом основании условия зацепления в открытой паре ОПУ несравнимы с условиями работы закрытых передач. Поэтому во всех приводах, учитывая наличие значительных боковых усилий, необходима правильная установка вертикального вала механизма вращения. Основным требованием, предъявляемым к установке, является создание надежного закрепления вала привода в поворотной платформе. Следует обратить внимание на применение съемной шестерни на способ центрирования шестерни на валу. При этом можно выделить две основные компоновочные схемы.

1. Навесной цилиндрический редуктор (рис. 2) с полым валом вместе с приводным двигателем расположен над поворотной платформой и закреплен на вертикальном валу. От разворота редуктор фиксируется моментным рычагом. Передача вращающего момента на поворотную платформу осуществляется через этот вертикальный вал. В том случае, когда передача движения осуществляется от электродвигателя с горизонтальным валом, в приводе применяют редуктор с конической быстроходной ступенью. *Использование конических зубчатых колес в открытой паре является ошибочным решением* [4].

В рассматриваемой компоновочной схеме *оба подшипника вала установлены в трубчатом стакане*. Стакан установлен в цилиндрических посадочных гнездах в верхнем и нижнем листах поворотной платформы и связан с верхним листом платформы резьбовым фланцевым соединени-

ем. Данное решение позволяет обеспечить соосность опор вала обработкой обеих отверстий опор в одну операцию.

Конструкция механизма поворота 5-тонного крана завода «ПТО им. Кирова» отличается от конструкции, представленной на рис. 2, жестким соединением трубчатого стакана непосредственно с корпусом редуктора и фланцевым креплением редуктора с платформой. Поэтому верхний подшипник вала установлен в редукторе, а нижний — в трубчатом стакане. Стакан также смонтирован в цилиндрических посадочных гнездах в верхнем и нижнем листах поворотной платформы. В настоящее время в новых машинах эту конструкцию практически не применяют, так как предпочтение отдается схеме привода на рис. 2.

2. В конструкции по второй компоновочной схеме трубчатый стакан отсутствует (рис. 3). Нижний фланцевый подшипник вертикального вала в данной конструкции установлен в нижнем листе поворотной платформы, а верхний подшипник — в верхнем листе поворотной платформы, то есть подшипники установлены раздельно друг от друга. Соединение этих двух частей произведено их монтированием на общей несущей металлоконструкции поворотной платформы, установленной в данной конструкции на ОПУ (рис. 3) с внутренним зацеплением.

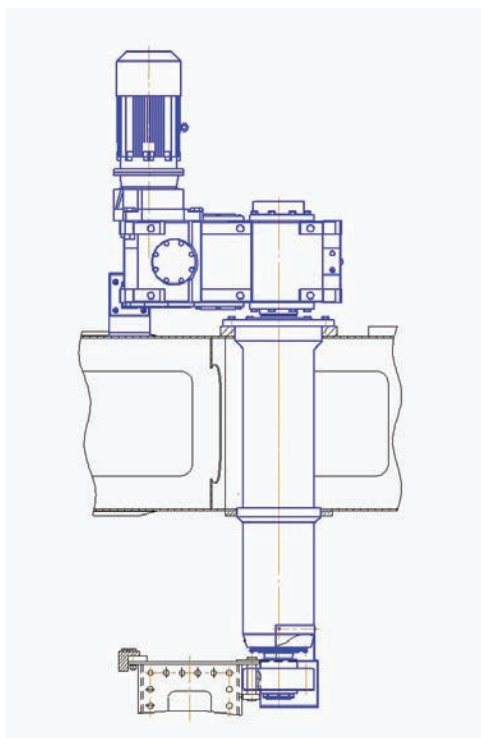


Рис. 2. Механизм поворота монтажного портального крана на цилиндрических посадочных отверстиях

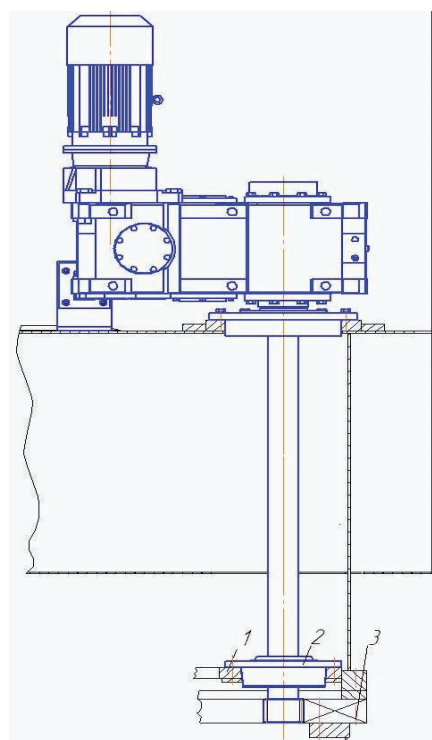


Рис. 3. Механизм поворота с вертикальным валом на подшипниках, установленных в разных местах платформы

Подобная установка этих частей требует их точного совместного центрирования на платформе, которое, по замыслу разработчиков, должно обеспечиваться обработкой обоих отверстий в одну операцию. В технике используются и другие подобные конструкции, в которых верхний подшипник вала установлен в редукторе.

Длительная эксплуатация данных видов конструкций, работающих на цилиндрических посадочных базах в условиях больших знакопеременных нагрузок, выявила недостаточно высокую эффективность подобных конструктивных решений. Чрезвычайно маленький, но постоянно увеличивающийся зазор опоры в связи с износом в рамках нормальной эксплуатации после определенного периода работы крана неизбежно отражается на всей поворотной части и вместе с тем на

зацеплении между шестерней и зубчатым венцом. «Качающаяся» консольная шестерня, входящая в контакт с неподвижным зубчатым венцом ОПУ, приводит к повышенному износу зацепления (выдалбливанию). Для повышения надежности в конструкцию цилиндрического посадочного гнезда нижнего листа поворотной платформы в дальнейшем были внесены изменения, исключившие зазор между посадочными поверхностями наиболее нагруженной нижней опоры за счет организации в ней конического соединения. Такое соединение, кроме исключения зазора в начальный период работы, позволяет в процессе длительной эксплуатации (в случае необходимости) произвести подрегулировку соединения.

Фирма «KONE» изготавливает нижний фланцевый подшипник, корпус 2 которого имеет форму конуса (рис. 4). Это позволяет с помощью крепежных болтов обеспечить силовую затяжку соединения, исключив тем самым его подвижность и ту составляющую износа, которая вызвана подвижностью соединения. Восстановление работоспособного состояния конструкции соединения по рис. 4 может быть произведено разрушением целостности сварных швов детали 1, последующей заменой детали 1 на новую деталь с восстановлением сварного соединения.

Конструкторы завода «ПТО им. Кирова» предложили коническое соединение, в котором в расточку нижнего листа платформы установлена разрезная закрепительная втулка 1 (рис. 5). С помощью крепежных болтов через фланец 2 обеспечивается силовая затяжка соединения, исключая тем самым его подвижность и ту составляющую износа, которая вызвана этой подвижностью. Эта конструкция допускает производить разборку соединения без нарушения целостности составных частей изделия и в случае необходимости замену втулки 1.

Таким образом, установка нижней опоры вертикального вала механизма поворота на цилиндрических посадочных отверстиях признана неудачным решением.

Дополнительно для выравнивания распределения нагрузки по ширине зубчатого венца предусматривают достаточную жесткость вала (вал–шестерня), а также предпочитают установку роликовых подшипников с минимальными зазорами (выбирают повышенный класс точности) подбором верхнего и нижнего подшипника с равными радиальными зазорами.

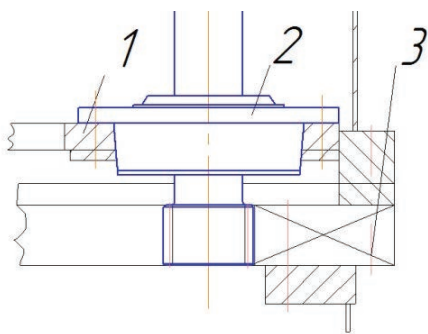


Рис. 4. Соединение с коническим отверстием в плите 1

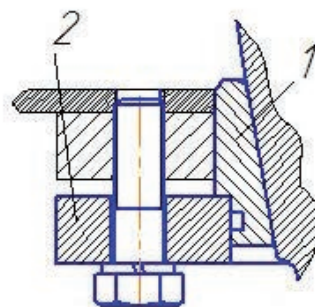


Рис. 5. Соединение на конической втулке 1

Заслуживают внимания конструкции механизмов вращения, позволяющие уменьшить объем монтажного пространства, занимаемого приводом на поворотной платформе. Этого можно добиться, используя в приводе соосные зубчатые передачи, как планетарные, так и свернутые рядовые передачи. Данные конструкции, кроме того, исключают наличие длинного вертикального вала, а также необходимость центрирования его опор, так как привод монтируется внутри поворотной платформы. Это, в свою очередь, снижает трудоемкость изготовления механизма, облегчается монтаж и обслуживание привода. Дополнительно к сказанному, подобный механизм может содержать две приводные шестерни при одном двигателе, которые вращаются с равными скоростями в одном направлении. Равенство вращающих моментов на обеих приводных шестернях поддерживает специальная синхронизирующая ступень, которая создает условия для повышения

надежности дорогостоящего крупногабаритного круга ОПУ. Однако во избежание излишнего увеличения объема статьи данные конструкции здесь не рассматриваются.

3. О способе центрирования съемной шестерни на вертикальном валу

В тяжело нагруженных шлицевых неподвижных соединениях механизмов вращения, воспринимающих, кроме радиальной нагрузки, изгибающие моменты, в случае применения шестерни съемной конструкции для центрирования деталей следует использовать *вспомогательные цилиндрические поверхности*. Размеры вспомогательных центрирующих элементов должны выбираться таким образом, чтобы контактные давления на них были одинаковыми и не превышали допустимых значений для заданных условий работы соединения. Посадка деталей по центрирующим поверхностям должна быть плотной, что исключит возможность чрезмерного изнашивания как зубьев, так и центрирующих элементов.

4. О геометрии открытой пары механизма вращения с опорно-поворотным кругом (ОПК)

В новых разработках механизмов вращения порталных кранов широко применяются опорно-поворотные круги компаний “PSL” (Словакия), “Rote-Erde” как с внешним, так и внутренним прямым зубым зацеплением с заданными параметрами колеса ОПК. В этом случае, при известных параметрах колеса, для того чтобы предотвратить неполадки в зацеплении, можно управлять только выбором параметров шестерни.

1) *ОПК с наружным зацеплением* нашли широкое применение у российских производителей.

Изготовителем ОПК определены параметры исходного контура ($h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$, $c^* = 0,25$, ...), число зубьев колеса Z_2 , модуль m , смещение исходного контура $x_2 \times m$, из которого определяется коэффициент смещения x_2 (последний назначается изготовителем, как правило, равным 0,5), диаметр вершин d_{a2} .

Поскольку диаметр вершин определен формулой

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2h_a^* + 2x_2 + 2k_2),$$

то коэффициент укорочения k_2 (если он не указан в исходных данных), в частности, может быть вычислен с помощью формулы

$$k_2 = 0,5 \left(\frac{d_{a2}}{m} - Z_2 - 2h_a^* - 2x_2 \right).$$

Например, для ОПУ фирмы “PSL” (черт. 9E-3R45-2193-1159) $m = 18$ мм; $Z_2 = 138$; $x_2 m = 9$ мм, значит, $x_2 = 0,5$; $d_{a2} = 2534,4$ мм и поэтому коэффициент укорочения

$$k_2 = 0,5 \left(\frac{2534,4}{18} - 138 - 2 \cdot 0,5 \right) = -1,$$

то есть зубья колеса ОПК выполнены укороченными. Это сделано, как правило, во всех разновидностях ОПК. В свою очередь шестерня может выполняться как с укороченной высотой, например $k_1 = -1$, так и с полной высотой зуба ($k_1 = 0$).

Число зубьев шестерни, обычно $Z_1 = 10 \dots 18$, назначают из условия обеспечения требуемого передаточного отношения и технологичности конструкции вала. При выборе коэффициента смещения у шестерни учитывают геометрические показатели качества: условие отсутствия подрезания зубьев, условие обеспечения нормированной толщины зуба на поверхности вершин, устранение неблагоприятных значений коэффициента торцового перекрытия, проверка условия отсутствия интерференции с переходными кривыми. График на рис. 6, построенный по системе расчета, сохраняющей стандартную высоту зуба при любом x_1 , позволяет быстро подобрать коэффициент смещения у шестерни и при этом делает излишней проверку геометрических показателей качества. На графике линия 1 исключает заострение зуба, линия 4 исключает подрезание

зуба шестерни исходной производящей рейкой, линия 2 построена для случая $HB_1 \leq 350$, линия 3 соответствует поверхностному упрочнению зубьев. Точка, лежащая за пределами линий 2–4 (область заштрихована), соответствует, вообще говоря, неприемлемой передаче. В случае применения у шестерни укороченного зуба коэффициент смещения у шестерни может быть выбран с большим значением.

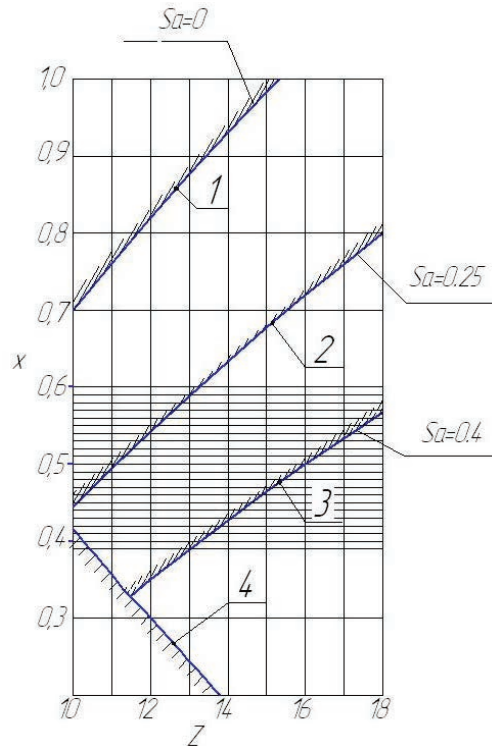


Рис. 6. Предварительный выбор коэффициента смещения у шестерни внешнего зацепления

2) ОПК с внутренним зацеплением нашли применение в основном у европейских производителей крановой техники.

Сначала кратко остановимся на особенностях геометрии внутреннего зацепления безотносительно конструкции ОПК. С этой целью приведем условие, при котором отсутствует интерференция продольной кромки колеса с внутренними зубьями с переходной кривой зуба шестерни. Неравенство, которое приводится ниже [5, с. 102–112], определяет минимальное число зубьев колеса, исключающее указанную неполадку зацепления для случая $x_2 = 0$:

$$Z_2 \geq \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin \left(2 \tan^{-1} \left(\frac{k_2 \tan \alpha}{h_a^*} \right) \tan \alpha \right)} + 2(h_a^* - k_2), \quad \forall Z_1$$

Как видим, особенность внутреннего зацепления заключается в том, что при неукороченной головке зубьев колеса $k_2 = 0$ число его зубьев оказывается равным бесконечности, то есть $Z_2 = \infty$. Следовательно, в случае нарезания шестерни реечным инструментом со стандартным исходным контуром внутреннее зацепление без укорочения головки зуба колеса неосуществимо.

Для устранения интерференции зубья колеса укорачивают, и расчетная формула для диаметра вершин может иметь следующий вид (рассмотрен случай, когда коэффициент смещения у колеса равен нулю, и поэтому в формуле $x_2 = 0$):

$$d_{a_2} = m(Z_2 - 2h_a^*) - 2k_2m.$$

Таблица 1

Рекомендуемые значения коэффициента укорочения K_2

Коэффициент укорочения K_2 по формуле авторов статьи в функции числа зубьев колеса Z_2						
Z_2	25	31	41	51	76	131
K_2 не более	-0,321	-0,257	-0,192	-0,153	-0,102	-0,058
Коэффициент укорочения K_2 по работе [6] в функции Z_2						
Z_2	25...30	31...40	41...50	51...75	76...130	131 и более
K_2	-0,35	-0,3	-0,2	-0,15	-0,10	-0,05

Следует отметить, что ГОСТ 19274 также дает рекомендации по укорочению зуба, которые приводят к неоправданному уменьшению высоты зуба и на этом основании здесь не рассматриваются.

Учитывая отсутствие внутреннего зацепления в механизмах вращения кранов, производимых на российском рынке, *ниже остановимся на рассмотрении лишь одного примера*, который следует иметь в виду при ремонте внутреннего зацепления ОПК. В механизме поворота перегрузочного портального крана «Атлант» используется ОПК со следующими параметрами: число зубьев колеса $Z_2 = 159$, модуль $m = 20$ мм, коэффициент смещения $x_2 = 0$, коэффициент укорочения $k_2 = 0$, диаметр вершин $d_{a_2} = 3140$ мм. Действительно, применяя формулу

$$d_{a_2} = m(Z_2 - 2h_a^*) - 2x_2m - 2k_2m,$$

находим

$$20 \cdot (159 - 2 \cdot 1) = 20 \cdot 157 = 3140.$$

Поскольку укорочение зуба отсутствует, то в случае поломки зуба шестерни изготовление ее стандартным инструментом реечного типа во избежание поломки зубьев колеса недопустимо. Поэтому исключение заклинивания передачи должно быть учтено в геометрии приводной шестерни (рис. 7).

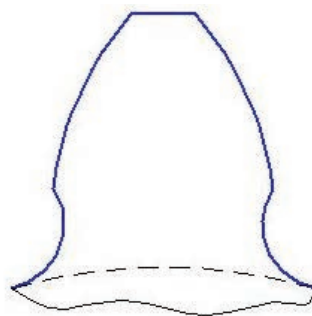


Рис. 7. Профиль зуба с поднутрением для колеса с внутренними зубьями без укорочения (при $k_2 = 0$)

5. О законе распределения эксплуатационных нагрузок и расчете прочности

Портальные краны российского и зарубежного производства по типу опорно-поворотных устройств разделяются на две основные группы: краны на колонне и краны на поворотном круге. при этом краны на поворотном круге выпускаются на колесах, катках и шаровом погоне.

Законы распределения эксплуатационных нагрузок для механизмов вращения грейферных кранов этих групп были получены кафедрой ПТМ ЛИВТа в результате многочисленных натурных испытаний в речных и морских портах и обобщены в относительной системе координат для

проведения расчетов элементов на прочность и выносливость [8, с. 30–34]. Было установлено, что нагрузки механизма вращения хорошо описываются нормальным законом с относительной величиной разброса (СКО) $x_\delta = 0,3$ и математическим ожиданием $\langle x \rangle = 0$.

Относительная величина среднеквадратического отклонения определяется зависимостью

$$x_\delta = \delta_s / S_p,$$

где S_p — максимальная расчетная нагрузка:

$$S_p = 2(S_T + S_c)\delta \frac{J_{пч}}{J_{пч} + J_M} - S_c,$$

где δ_s — среднеквадратическое отклонение нагрузки;

S_T — усилие, вызванное тормозным моментом;

S_c — усилие, вызванное моментом статических сопротивлений;

δ — коэффициент затухания упругих колебаний;

J_M — момент инерции двигателя;

$J_{пч}$ — момент инерции поворотной части.

Изучение изломов валов и мест выкрашивания зубьев передач свидетельствует о том, что основной причиной отказов является потеря циклической прочности. Поэтому дальнейшие расчеты надежности и долговечности элементов механизмов вращения следует производить согласно методике, изложенной в работе [8].

Как уже отмечалось выше, значительная часть отказов в механизме поворота на кранах связана с износом катков и разрушением внутренних игольчатых подшипников. Это является следствием неправильного отражения действительной картины нагружения, поскольку принимаемые при расчете многокатковых опор допущения об абсолютной жесткости опорных колец и равенстве диаметров катков приводят к значительному расхождению реального и расчетного характера распределения нагрузок между отдельными катками.

Кафедрой ПТМ ЛИВТа на Невском грузовом районе Ленинградского порта исследовались нагрузки ОПУ крана КПП10-30 [9, с. 54–60]. Нагрузки на катки определялись по усилию, передаваемому на нижний и верхний рельсы. Замеры нагрузок производились при повороте крана на 360° с груженым (линия 1) и пустым (линия 2) грейфером на вылете 15 м. Для этого на рельсы были наклеены тензодатчики, которые фиксировали вертикальную нагрузку в момент прохождения над ними катков (рис. 8).

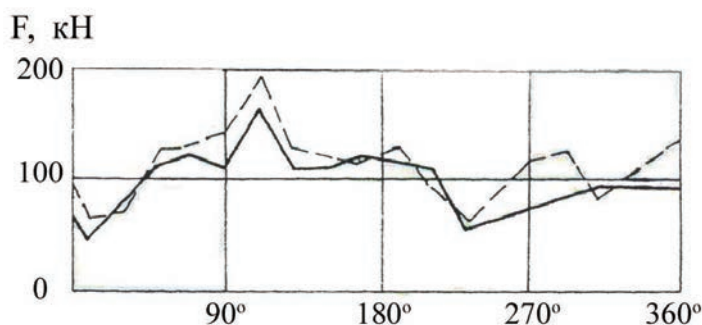


Рис. 8. Изменение нагрузки на верхний рельс ОПУ крана КПП 10-30 при повороте

Из графиков видно, что эта нагрузка имеет значительные колебания: от 66 до 190 кН с груженым и от 45 до 160 кН с пустым грейфером. При этом расчетная нагрузка на каток при повороте груженого крана $F_p = 118$ кН, а с пустым грейфером $F_p = 100$ кН. При работе крана по технологическому варианту «судно–склад» было получено распределение эксплуатационных нагрузок на рельсы опорно-поворотного устройства со следующими параметрами: максимальная нагрузка

$F_{\max} = 255$ кН; математическое ожидание нагрузки $\langle F \rangle = 139$ кН; среднеквадратическое отклонение нагрузки $d_F = 47,7$ кН [9].

Из приведенных данных видно, что средние и максимальные нагрузки превышают расчетные значения и при других условиях эксплуатации (большие вылеты, увеличение неровностей пути) это превышение может оказаться более значительным. Поэтому при расчете контактной прочности катков и подшипников по рекомендуемой методике [8] следует учитывать это обстоятельство.

Частые отказы в механизме вращения кранов «Альбатрос 10-32» и «Сокол 16-32» связаны с появлением трещин на поверхности катания катков. Исследования опорно-поворотного устройства крана «Альбатрос 10-32» проводились кафедрой ПТМ ЛИВТа на Василеостровском районе Ленинградского речного порта [9].

Вертикальные нагрузки от веса поворотной части воспринимает упорный подшипник нижнего узла колонны. Горизонтальные нагрузки опорно-поворотного устройства определялись на всех четырех опорах верхнего узла колонны. Датчики наклеивались на балансиры передних тележек и кронштейны задних колес (рис. 9).

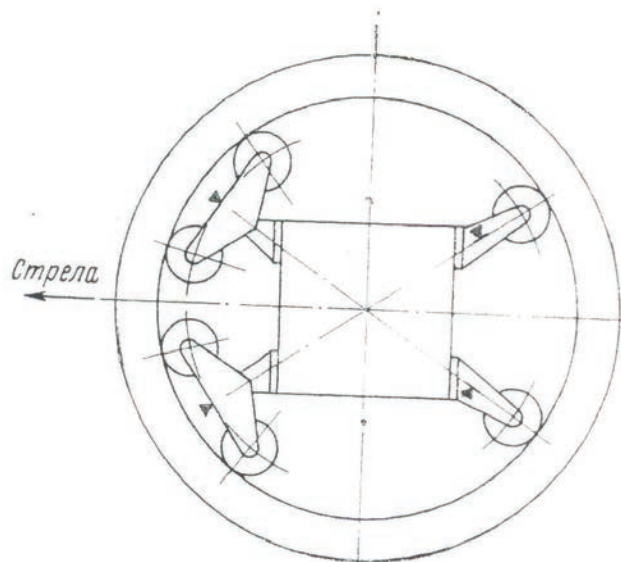


Рис. 9. Схема наклейки датчиков на верхнем опорном узле колонны крана «Альбатрос 10-32»

Эксплуатационные нагрузки в колесах ОПУ замерялись при работе крана по технологическому варианту «склад–судно». В табл. 2 представлены статистические характеристики этих распределений.

Таблица 2

Статистические характеристики эксплуатационных нагрузок на верхние горизонтальные опоры опорно-поворотного устройства крана «Альбатрос 10-32»

Опоры	Математическое ожидание нагрузки, кН	Среднеквадратическое отклонение нагрузки, кН	Максимальная нагрузка, кН
Передние } левая правая	68,2	52,0	325
	49,6	42,5	200
Задние } левая правая	24,5	21,9	130
	38,8	33,0	160

Сопоставление полученных результатов с нагрузками во время программных испытаний показывает их значительное повышение до 325 кН (вместо расчетных 182 кН). Такое повышение

нагрузок объясняется колебанием диаметра кругового рельса вследствие общей деформации портала.

Представленные результаты исследований показывают, что действительные величины нагрузок у обоих типов опорно-поворотных устройств могут значительно отличаться от расчетных. Поэтому при расчете катков (колес) и кругов катания на контактный износ поверхностей необходимо применять методику, учитывающую вероятностный характер распределения эксплуатационных нагрузок грейферных кранов.

Список литературы

1. *Казак С. А.* Основы проектирования и расчета крановых механизмов / С. А. Казак. — Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1987. — 184 с.
2. *Шеффлер М.* Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: сокр. пер. с нем. / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт. — М.: Машиностроение, 1980. — 255 с.: ил.
3. *Волков Д. П.* Трансмиссии строительных и дорожных машин: справ. пособие / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1974. — 424 с.
4. *Рачков Е. В.* Подъемно-транспортные машины и механизмы / Е. В. Рачков, Ю. В. Силиков. — 2-е изд. — М.: Транспорт, 1989. — 240 с.
5. *Андрианов Е. Н.* Особенности проектирования приводов грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Вестник ИНЖЭКОНА. — 2007. — Вып. 6 (19).
6. *Ritter R.* Zahnrad in der Werkstatt / R. Ritter. — Zurich: SDV Verlag.
7. *Семашко Н. В.* Надежность механизма поворота портовых порталных кранов / Н. В. Семашко, М. С. Турпищева // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1977. — Вып. 159.
8. *Андрианов Е. Н.* Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1984.
9. *Розовский Н. Я.* Эксплуатационные нагрузки в опорно-поворотных устройствах порталных кранов / Н. Я. Розовский, Ю. В. Силиков // Тр. ЛИВТа. — Л.: Транспорт, 1977.