

АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ НА РЕЛЬСОВОМ ХОДУ

THE ACTUAL ISSUES OF RELIABILITY MECHANISMS OF MOVEMENT OF GANTRY CRANES ON RAILS COURSE

В статье приводятся конструкции механизмов передвижения, применяющиеся на протяжении многих десятилетий вплоть до настоящего времени, и механизмы передвижения, используемые в составе порталных кранов на рельсовом ходу в последние годы. Рассматривается влияние конструкции ходовой части крана и закона распределения нагрузки на надежность и безопасность крана в целом. В среде Mathcad приведен алгоритм проверки правильного зацепления открытых зубчатых пар. Даются рекомендации конструктивно-компоновочного и технологического характера по повышению надежности ходовой части механизма передвижения. Установлены статистические характеристики нормального распределения эксплуатационных опорных нагрузок. На трехмассовой расчетной схеме механизма передвижения с постоянными параметрами дается оценка влияния зазоров в передачах механического привода на величину максимальных динамических нагрузок.

This article describes the design of the mechanisms of movement has application for many decades up to the present time and with them the mechanisms of movement, which found application in the composition of gantry cranes on rails course in recent years. Discusses the impact of the design of the chassis of the crane and the distribution of the load on the reliability and safety of the crane as a whole.

In Mathcad the algorithm checks the correct gear outdoor gear pairs. Recommendations design-layout and technological nature to improve the reliability of the chassis of the mechanism of movement. Installed the statistical characteristics of the normal distribution operational support loads. On trehmatchevoy settlement scheme of the mechanism of movement with constant parameters evaluates the impact of gaps in the transmission of mechanical drive on the value of the maximum dynamic loads.

Ключевые слова: конструкция, механизм передвижения, ходовая часть, тележка, ходовое колесо, зубчатая передача, изнашивание, закон распределения нагрузок.

Key words: design, the mechanism of movement, chassis, truck chassis wheel, gear, wear, the distribution of the loads.



ПЕРЕГРУЗОЧНЫЕ мосты, козловые, порталные и строительные краны перемещаются по рельсам с помощью ходовых тележек. Механизм передвижения на рельсовом ходу подобных машин является одним из основных механизмов, обеспечивающих надежность машины в целом. Отказы данных механизмов приводят к значительным экономическим потерям, связанным с ремонтом и простоями в работе крана. Сложность ремонта усугубляется значительной трудоемкостью при замене ходовых и зубчатых колес вследствие изнашивания, а также при замене поддерживающих деталей (рис. 1). Определенную долю в сложность ремонта вносит и многообразие конструктивных схем. Отмеченное иллюстрирует рис. 2, где представлены схемы механизма передвижения крана, обобщенные в результате рассмотрения около 300 моделей порталных кранов, созданных ведущими краностроительными фирмами в период до 1980 г. [1]. Наиболее часто (до 35 %) используются схемы с червячным редуктором (пунктиром изображено расположение привода в исполнении завода ПТО им. С. М. Кирова, но привод по этой схеме выступает за боковой габарит тележки) (рис. 2, а) и схемы с цилиндрическим редуктором (40 %). Во всех остальных схемах для уменьшения

бокового габарита привода или для защиты электродвигателя используется цепная передача (рис. 2, в), цилиндрические передачи (рис. 2, г), карданный вал (на рис. 2 данная схема не показана).

Многообразие конструктивных схем механизмов передвижения вызвано прежде всего необходимостью вписаться механизмом передвижения в *боковой габарит ходовой тележки*. Достаточно важную роль в многообразии конструктивных схем играет и человеческий фактор, поскольку разработчик вынужден удовлетворять определенному компоновочному требованию с учетом технических возможностей страны-производителя.



Рис. 1. Дефекты элементов механизма передвижения:

- а* — отслаивание закаленного слоя поверхности катания;
б — пластическая деформация зуба зубчатого колеса с образованием хребта;
в — повреждение корпуса ходовой тележки

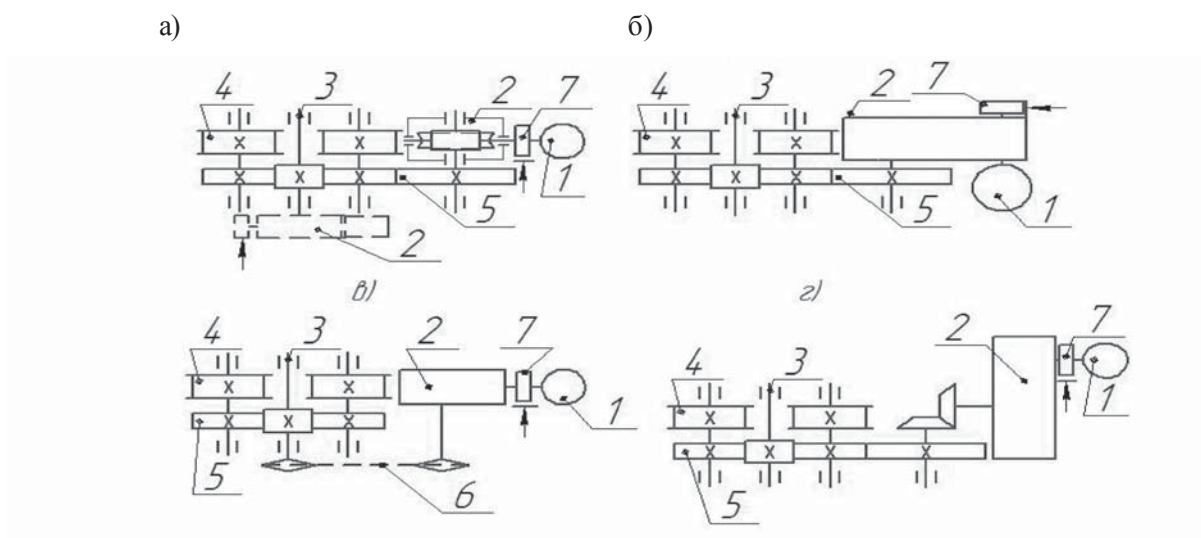


Рис. 2. Схемы механизмов передвижения портального крана:

- 1* — двигатель; *2* — редуктор; *3* — ходовая тележка; *4* — ходовое колесо тележки;
5 — открытая зубчатая пара; *6* — цепная передача; *7* — тормоз

Опыт, накопленный десятилетиями, привел к существенным изменениям в конструкции передаточных устройств. Тем не менее, портальные краны с механизмами передвижения, в которых ходовые колеса соединены зубчатыми парами, в силу известных обстоятельств, участвуют в перегрузочном процессе и в настоящее время.

Пути повышения надежности механизмов передвижения

Влияние количества ходовых колес на надежность и конструкцию ходовой части крана

Увеличение удельного веса пакетных и контейнерных перевозок, рост объемов транспортировки крупногабаритного технологического оборудования ведет к повышению грузоподъемности; как следствие, растет собственный вес перегрузочного крана и давление на ходовые колеса. Последнее требует применения механизма передвижения с большим числом ходовых колес.

На рис. 3 показана конструкция 16-колесной ходовой части нового монтажного крана, построенная на базе двухколесных ходовых тележек, находящихся под опорой одной ноги портала с применением балансирной системы (балки 1–3). Эффективность подобной системы была подтверждена расчетом с использованием программного комплекса ANSYS. Результаты расчета показали высокую равномерность распределения нагрузок на ходовые колеса крана (рис. 4) при назначенной жесткости балок (см. числовые значения). Ходовая часть имеет очень простую конструкцию, однако балки (балансиры) проходят над колесами одна над другой, создавая многоярусную ходовую часть. Конструкция получается высокой, что увеличивает высоту крана. Вследствие этого увеличивается плечо приложения и численное значение ветровой и динамической нагрузки на кран, что в свою очередь увеличивает нагрузку ходового колеса на рельс.

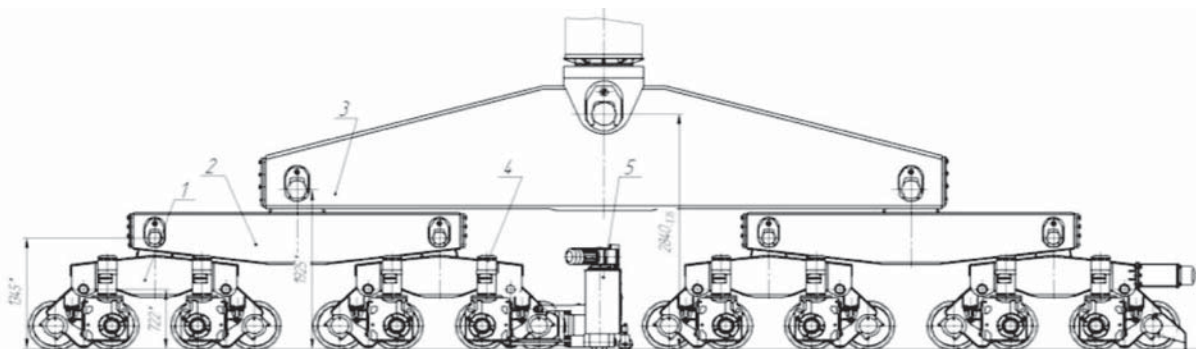


Рис. 3. Ходовая часть с системой балансира под одной ногой портала монтажного крана на базе двухколесных тележек:

1, 2, 3 — балансиры; 4 — привод; 5 — противоугонный захват

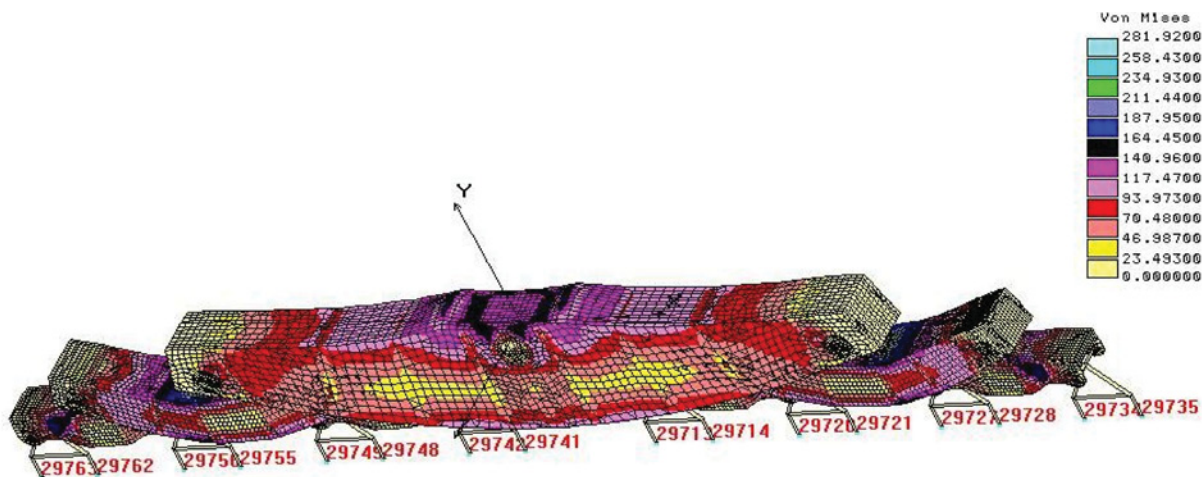


Рис. 4. Напряженно-деформированное состояние и распределение нагрузок между ходовыми колесами ходовой части по рис. 3

Избежать этого недостатка и получить компактную конструкцию можно, если применить не двухколесные, а многоколесные шарнирно-сочлененные ходовые тележки. Так, при шести колесах их объединяют в две трехколесные тележки, при восьми — в две четырехколесные тележки.

На рис. 5, а показана ходовая часть крана, состоящая из двух шарнирно соединенных трехколесных ходовых тележек, расположенных под одной ногой портала, а на рис. 5, б — кинематическая схема подобной приводной тележки. Данное решение снижает строительную высоту крана, плечо приложения и численное значение ветровой и динамической нагрузки на кран и, как следствие, снижает износ ходовых колес и эксплуатационные издержки.

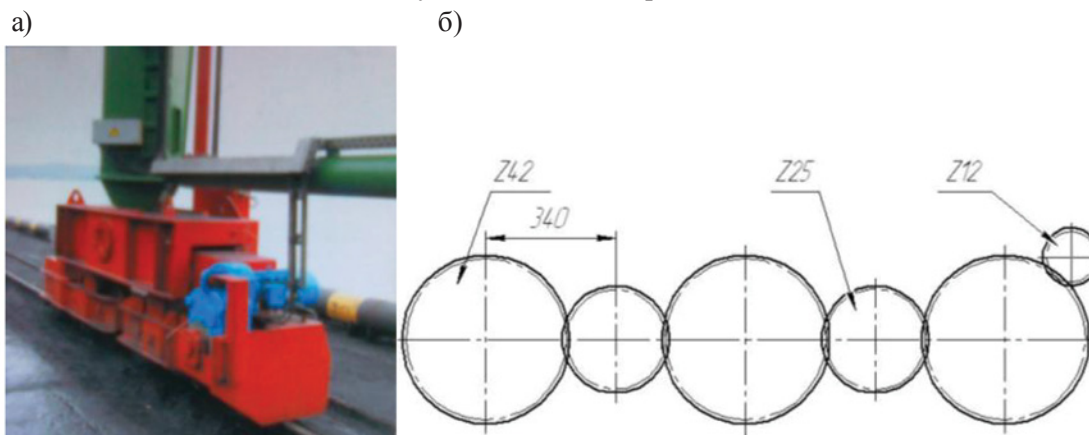


Рис. 5. Шестиколесная ходовая часть, состоящая из двух шарниросочлененных трехколесных тележек под ногой портала:
а — приводная тележка механизма передвижения;
б — кинематическая схема механизма приводной тележки

Обратим внимание проектировщиков новых машин на целесообразность использования многоколесных ходовых тележек, особенно при движении по строго горизонтальному пути. И хотя уже давно это стало ясным, тем не менее, данное положение не принималось во внимание конструкторами, что делало возможным и традиционное решение, использующее опыт завода подъемно-транспортного оборудования им. С. М. Кирова [2]. Так, пожелания конструкторов использовать в механизме передвижения монтажного крана проверенные практикой эксплуатации, унифицированные двухколесные приводные тележки выше названного предприятия привело, на наш взгляд, к созданию неудачной конструкции ходовой части крана (рис. 3).

Влияние открытых зубчатых колес на надежность ходовой части крана

Характерной особенностью всех представленных конструктивных схем приводных тележек является то, что увеличение количества приводных колес в пределах одной тележки, обеспечивается за счет связи ходовых колес через прямозубую зубчатую передачу. Перед конструкторами встает ряд задач, которые приходится решать, создавая подобный привод, и первая среди них — обеспечить нормальные условия работы зубчатых пар в тележке с целью предотвращения появления значительного износа (рис. 6).



Рис. 6. Характерный износ открытых зубчатых пар:
а — износ промежуточных шестерен portalного крана АНС-1400-У1 «Адмирал-50»;
б — износ зубчатого колеса крана «Кировец»

Для создания надежного привода ходовых колес, *соединенных зубчатыми парами*, необходимо соблюдение следующих конструктивно-технологических требований.

— *Устанавливать в одну тележку* (для предотвращения появления значительных блуждающих моментов в замкнутой через зубчатые колеса кинематической цепи передачи) *ходовые колеса*, у которых диаметры колес различаются не более чем на 0,3 мм [3]. Различие средних значений радиусов катания приводит к появлению нарастающей деформации звеньев механизма, которая в реальных условиях будет ограничиваться периодическим проскальзыванием колес при достижении «блуждающими моментами» значений, предельных по сцеплению для данных условий движения, последнее способствует повышенному износу сопряженных зубчатых колес.

— *Применять для рабочих поверхностей зубьев шестерен закалку* (ацетиленокислородным пламенем) выше твердости 450 по Бринеллю с последующим отпуском при температуре 180–200 °С без снижения твердости; далее деталь подвергать испытанию на твердость и травлению поверхностей для выявления трещин.

— *Назначать точность нарезки зубьев*, особенно шестерен, не ниже седьмой степени точности, при этом по возможности совмещая производственную и эксплуатационную базы нарезки зубьев.

— *Применять полуоткрытые передачи*, отличающиеся от открытых наличием герметичного кожуха для масляной ванны; в данном случае также обеспечивается и защита от попадания грязи и посторонних частиц в зубчатую передачу.

Полуоткрытая зубчатая передача с пластичной смазкой ходовой части портального крана KONE показана на рис. 7, а. Заключением эвольвентного зацепления в картер обеспечиваются надежная смазка и защита от загрязнений. Ходовая тележка с защитным кожухом (рис. 7, б) не решает поставленной задачи.

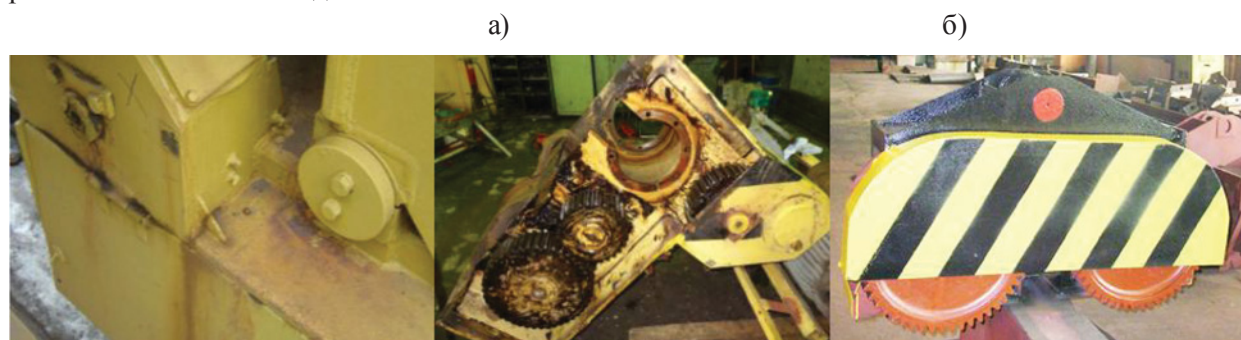


Рис. 7. Конструкции защиты зубчатых передач от загрязнений:

а — полуоткрытые зубчатые передачи с пластичной смазкой ходовой части портального крана фирмы KONE;
б — ходовая тележка с защитным кожухом стрелового крана СК-3861

Одновременно стремятся обеспечить нормальный контакт зубьев, исключая относительные перекосы осей зубчатых колес. Подобные конструктивно-технологические решения требуют высокого уровня технологии производства зубчатых колес, высокой культуры технического обслуживания и ремонта. Только в этом случае замена частей приводного механизма по истечении нормативного ресурса не будет составлять проблем.

Отечественный опыт эксплуатации подобных приводов показывает, что практическое воплощение данных решений встречает значительные трудности. Особенно это проявляется при ремонте зубчатых пар портальных кранов, механизмы передвижения которых выполнены в соответствии с отмеченными выше свойствами. Дело в том, что в условиях нынешнего состояния производства не удастся получить первоначальные параметры зубчатых колес, заложенные производителем. На этом основании долговечность открытых пар после произведенного ремонта несопоставима со сроком жизненного цикла машины, что ведет к большим затратам при ее эксплуатации [4].

Применение мономоторных тележек для повышения надежности и долговечности

При новом проектировании [5] использование эвольвентного зацепления для соединения ходовых колес тележки способно обеспечить срок службы, сопоставимый со сроком жизненного цикла машины лишь в том случае, когда обеспечиваются все конструктивные, технологические, точностные и прочностные показатели качества, отмеченные выше.

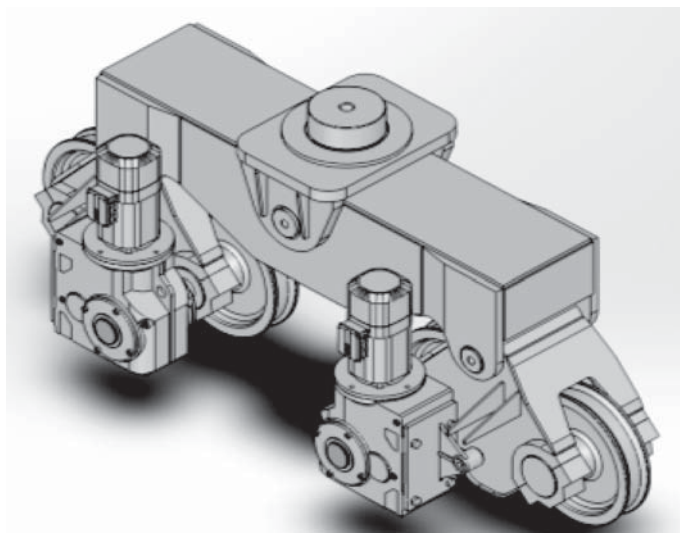


Рис. 8. Конструкция модуля балансирующей системы для равномерного распределения нагрузки на колеса четырехколесной тележки

Это чрезвычайно важно в отношении класса перегрузочных машин с высокими скоростями. Накопленные ошибки в шаге шестерни и колеса в совокупности с воздействием колеса на путь в скоростных механизмах вызывают повышенные вибрации в машине, увеличивают громкость шума. Подобная ситуация имела место при создании козлового контейнерного перегружателя на скорости передвижения крана 120 м/мин. Данный фактор плюс многолетний опыт явился решающим для конструирования механизмов передвижения с мономоторными тележками. В этом случае, во-первых, механизмы передвижения кранов могут быть скомбинированы модульно — на балансирах как двухколесных (рис. 8), так и многоколесных тележек передвижения; во-вторых, при их изготовлении появляется возможность

использовать только оправданные передаточные устройства, хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации. Оснащая приводы механизмов передвижения компактными навесными мотор-редукторами, конструкцию ходовой части получают более пригодной к ремонту, добиваясь экономии затрат [6].

Правильность установки ходовых колес крана и ее влияние на долговечность конструкции

Проверка правильности положения ходовых колес обязательна и может производиться как с помощью оптического метода, так и с помощью струны. При неправильной установке неизбежен перекосящий кран при движении, приводящий к преждевременному износу реборд, поломке вала ходового колеса и другим тяжелым последствиям. На рис. 9 показаны повреждения деталей крана вследствие недостаточно тщательной проверки установки ходовых колес.

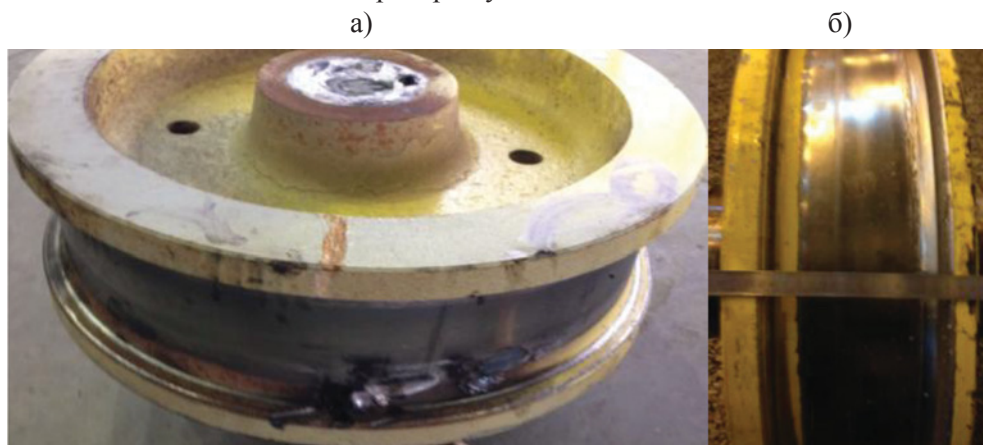


Рис. 9. Повреждения ходовой части крана вследствие неправильной установки колес: а — поломка вала из-за сваривания реборды с крановым рельсом; б — износ реборды

Особенности геометрии эвольвентных цилиндрических прямозубых пар

В производственных условиях приходится ремонтировать самое разнообразное оборудование: машины отечественного и зарубежного производств в очень широком разнообразии типов, выпущенные недавно (рис. 3) и давно (рис. 2); машины малоизношенные и имеющие большой износ зубчатых колес (рис. 6) и т.д. Чаще всего чертежи ремонтируемой машины отсутствуют. Их приходится воспроизводить, встречаясь при этом с расшифровкой параметров открытых пар [7]. Мы предлагаем решение, предотвращающее неполадки в зацеплении, и тем самым способствующее долговечности.

При известных числах зубьев зубчатых колес и межосевом расстоянии, для того чтобы предотвратить неполадки в зацеплении, следует определить только коэффициент смещения. Пример алгоритма проверки правильности определения коэффициента смещения зубчатой пары ходовой части по рис. 5 выполнен в среде Mathcad (форма 1). После определения коэффициента смещения рекомендуется проверить геометрические показатели качества: условие отсутствия подрезания зубьев, условие обеспечения нормированной толщины зуба на поверхности вершин, устранение неблагоприятных значений коэффициента торцового перекрытия. Условие отсутствия интерференции с переходными кривыми обычно не требует проверки.

Форма 1

Расчет геометрии прямозубого зацепления

Рассматривается случай, когда зубчатые колеса обрабатываются методом обкатки

1. Исходные данные

Модуль зуба, мм	$m:=10$
Число зубьев шестерни	$z_1:=25$
Число зубьев колеса	$z_2:=42$
Межосевое расстояние, мм	$a_w:=340$
Коэффициент высоты делительной головки зуба исходного контура	$h_a:=1$

Угол исходного контура	$\alpha := 20 \cdot \frac{\pi}{180}$
------------------------	--------------------------------------

2. Расчет коэффициентов смещения

Угол зацепления

$$\alpha_{\text{tw}} := \arccos \left[\frac{m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot a_{\text{W}}} \right] \quad \alpha_{\text{tw}} \cdot \frac{180}{\pi} = 22.2$$

Коэффициент суммы смещений

$$x_{\Sigma} := (\tan(\alpha_{\text{tw}}) - \alpha_{\text{tw}} - \tan(\alpha) + \alpha) \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \tan(\alpha)} \quad x_{\Sigma} = 0.527$$

Коэффициент смещения у шестерни по опыту конструирования $x_{11} := x_5$

Коэффициент смещения y колеса $x_2 := 0$

Коэффициент укорочения зубов (ниже его значения указаны для случая, когда зубья имеют полную высоту, т.е. не укорочены):

шестерни: k1:=0 колеса k2:=0

Диаметр вершин зубьев, мм

шестерни:

$$d_{a1} := m \cdot z_1 + 2 \cdot (h_a + x_1 + k_1) \cdot m \quad d_{a1} = 280.536$$

колеса

$$d_{a2} := m \cdot z_2 + 2 \cdot (h_a + x_2 + k_2) \cdot m \quad d_{a2} = 440$$

3. Проверки правильности зацепления

Угол профиля зуба на окружности вершин шестерни

$$\alpha_{a1} := \arccos\left(m \cdot z_1 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{d_{a1}}\right) \quad \alpha_{a2} := \arccos\left(m \cdot z_2 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{d_{a2}}\right)$$

Проверка толщины зуба на окружности вершин шестерни: $S_{a1} > 0.4m = 4$ мм

$$s_{a1} := d_{a1} \cdot \left[\frac{0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha)}{z_1} + \tan(\alpha) - \alpha - (\tan(\alpha_{a1}) - \alpha_{a1}) \right] \quad s_{a1} = 5.231 \quad \frac{s_{a1}}{m} = 0.523$$

что соответствует требуемому нормативному значению 0,4 для поверхностной закалики

Проверка коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} := \frac{z_1 \cdot \tan(\alpha_{a1}) + z_2 \cdot \tan(\alpha_{a2}) - (z_1 + z_2) \cdot \tan(\alpha_{tw})}{2 \cdot \pi} \quad \varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1.54$$

Приложение

Коэффициент смещения, реализующий заострение зуба на диаметре вершин

Обозначения для упрощения исследуемого выражения

$$x := \cos(\alpha) \quad t := \tan(\alpha) \quad b := t - \alpha \quad a := 0.5 \cdot \pi$$

Задаем:

$$k := 0 \quad z := 10$$

Функция

$$Fo(x) := \frac{z \cdot c}{z + 2 \cdot (1 + x + k)}$$

Начальное значение переменной

$$X := 0$$

Решаемое уравнение

$$\frac{a + 2 \cdot x_1 \cdot t}{z} + b + \arccos(Fo(x_1)) - \tan(\arccos(Fo(x_1))) = 0$$

$$\text{Find}(x_1) = 0.7$$

Коэффициент смещения, реализующий заострение зуба на диаметре вершин, при $z=10$, равен 0,7 (см. также кривую 1 на рис.10)

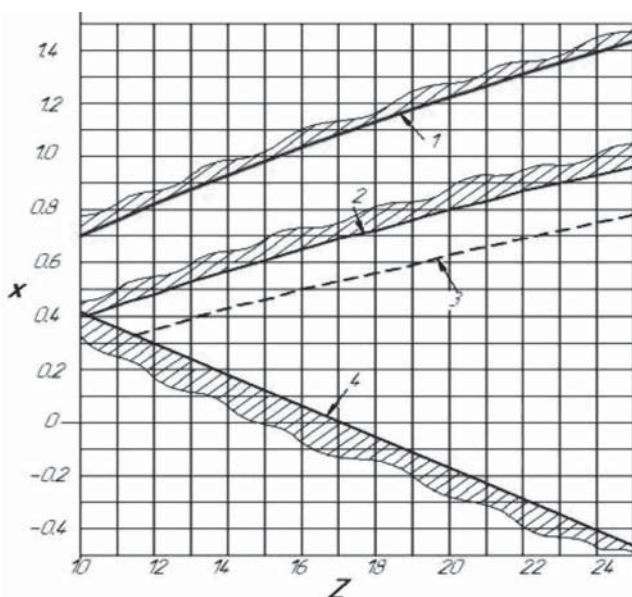


График на рис. 10 позволяет быстро проверить найденное значение коэффициента смещения у шестерни и при этом делает излишней проверку геометрических показателей качества.

Рис. 10. График изменения коэффициента смещения для данного числа зубьев:

- 1 — коэффициент смещения, при котором толщина зуба на диаметре вершин равна нулю;
- 2, 3 — коэффициент смещения, при котором толщина зуба на диаметре вершин равна 0,3 m (0,4 m) соответственно;
- 4 — коэффициент смещения, исключающий подрезание зуба

Максимальные нагрузки для оценки надежности при ремонте и проектировании

Для оценки прочностной надежности валов и зубчатых колес механизма передвижения необходимо правильно рассчитать максимальные динамические нагрузки, которые могут возникать при работе в периоды неустановившегося движения. У порталных кранов, имеющих длительный срок эксплуатации, в механизме в результате изнашивания появляются зазоры в передачах. Результаты замеров, проведенных при обследовании порталных кранов, работающих в тяжелых условиях эксплуатации (Череповецкий промышленный порт), показали, что этот зазор может соответствовать одному обороту быстроходного вала червячного редуктора.

Для оценки влияния зазоров был проведен сравнительный анализ нагрузок на привод двигателя с фазным ротором [8]. Режим нагружения изучался с помощью трехмассовой расчетной схемы с постоянными параметрами (рис. 11). Модель позволила провести анализ динамических нагрузок при различной величине зазоров в приводах, установленных на левой и правой частях портала. Наклон пусковых характеристик и время выдержки на них выбраны в соответствии со схемой пусковой панели для электропривода механизма передвижения завода «Динамо».

Сопротивления передвижению от сил трения определялись по общеизвестной формуле и составили 30 кН [2]. Наибольшие нагрузки в механизме передвижения возникали, когда упругая связь во время пуска не нагружена (имеется зазор в зацеплении передач). Чтобы не происходило выборки зазоров и нагружения упругой связи, ветровая нагрузка не превышала сопротивлений передвижению от сил трения. Общее сопротивление передвижению от сил трения и ветровой нагрузки составляло 60 кН.

При построении математической модели механизма передвижения в качестве сосредоточенных параметров приняты приведенные к ободу ходового колеса массы роторов электродвигателей правой и левой стороны портала m_d , соединенные двумя упругими связями с массой крана m_k (рис. 11).

Динамические нагрузки рассчитывались при установке в механизме двигателя МТФ311-6 мощностью 13 кВт при частоте вращения 935 об/мин. Тяговая сила двигателя линейно зависит от скорости.

На первом этапе во время выборки зазоров и достижения нагрузки в упругом звене, равной сопротивлению передвижения, движение системы описывается уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{F} &= \frac{C_{pr}}{m_d} P_d \\ \ddot{F} &= -\alpha \dot{F} - \frac{C_{pr}}{m_d} F + \frac{C_{pr}}{m_d} P_d \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где F — нагрузка механизма передвижения на первом этапе движения; P_d — усилие, развиваемое двигателем; C_{pr} — приведенная жесткость портала в продольном направлении, α — коэффициент затухания колебаний.

На втором этапе, когда начинается совместное движение масс двигателя и крана, уравнения движения системы записываются в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{F}_1 &= -\alpha \dot{F}_1 - C_{pr} \left(\frac{1}{m_{d1}} + \frac{1}{m_k} \right) F_1 - \frac{C_{pr}}{m_k} F_2 + \frac{C_{pr}}{m_{d1}} P_{d1} + \frac{C_{pr}}{m_k} P_c \\ \ddot{F}_2 &= \alpha \dot{F}_2 - C_{pr} \left(\frac{1}{m_{d1}} + \frac{1}{m_k} \right) F_2 - \frac{C_{pr}}{m_k} F_1 + \frac{C_{pr}}{m_{d2}} P_{d2} + \frac{C_{pr}}{m_k} P_c \\ P_{d1} &= \left(P_{p1} - \frac{v_{d1}}{v_0} P_{p1} \right) \lambda_i \quad \lambda_i = 1, 2, 4, 8, \\ P_{d2} &= \left(P_{p1} - \frac{v_{d2}}{v_0} P_{p1} \right) \lambda_i \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\dot{v}_{d1} = \frac{1}{m_{d1}} P_{d1} - \frac{1}{m_{d1}} F_1;$$

$$\dot{v}_{d2} = \frac{1}{m_{d2}} P_{d2} - \frac{1}{m_{d2}} F_2,$$

где F_1, F_2 — нагрузки в упругих связях механизма передвижения на втором этапе движения; P_{p1} — начальное пусковое усилие на первой механической характеристике при разгоне механизма; v_{d1}, v_{d2} — скорости двигателей; v_0 — скорость холостого хода двигателя; λ_i — кратность пускового момента двигателя; P_c — сопротивление передвижению крана.

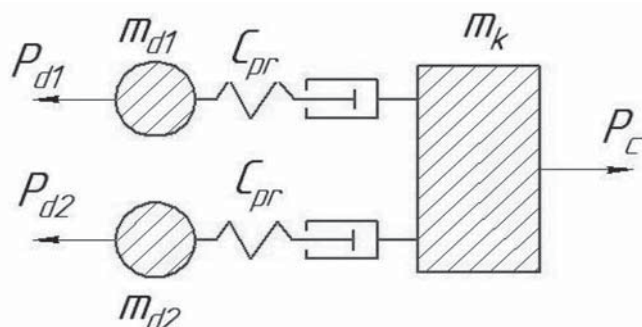


Рис. 11. Расчетная схема механизма передвижения

Моделирование нагрузок проводилось при выбранном полностью зазоре и зазорах, составляющих 0,5 и 1,0 оборота быстроходного вала червячного редуктора. На рис. 12 показаны осциллограммы нагрузок и скоростей, полученные в результате моделирования.

Проведенные исследования показали, что с увеличением зазоров динамические нагрузки в механизме возрастают (см. также [9]). Результаты исследований приведены в табл. 1. При этом коэффициент динамичности $\psi = 1,6$, рекомендованный в [2] как среднепусковой, повышается до значения $\psi = 2,6$ при зазоре в один

оборот быстроходного вала. Это обстоятельство следует учитывать при оценке надежности по максимальным нагрузкам.

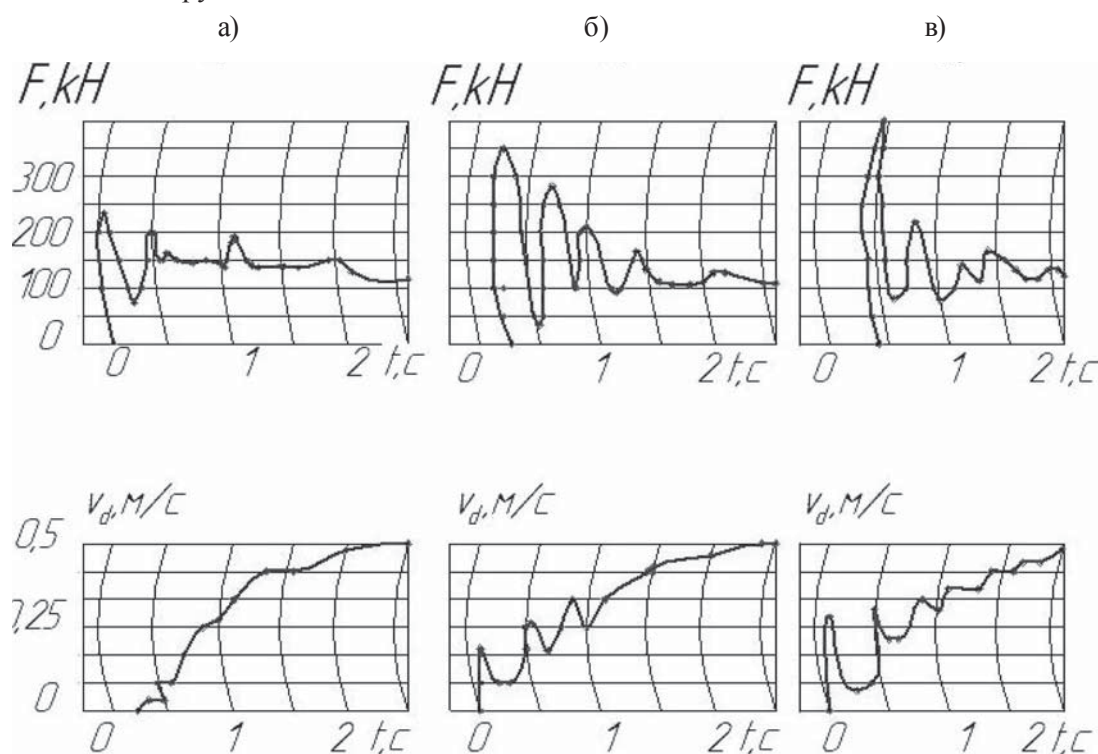


Рис. 12. Осциллограммы нагрузок и скоростей механизма передвижения при пуске двигателя с фазным ротором:
а — без зазора; б — с зазором π ; в — с зазором 2π быстроходного вала

Таблица 1

**Пусковые нагрузки и ускорения механизма передвижения
при установке двигателя с фазным ротором**

Зазор на быстроходном валу, рад	Время выдержки по ступеням, с	Ускорения по ступеням разгона, м/с ²	Максимальная продольная нагрузка на опору портала, кН	Коэффициент динамичности $\psi = \frac{F_{\max}}{F_{\text{ср}}}$ $F_{\text{ср}} = 150 \text{ кН}$
0	0,4	0,25	240	1,6
	0,8	0,32		
	0,8	0,21		
π	0,4	0,45	350	2,3
	0,8	0,27		
	0,8	0,14		
2π	0,4	0,54	390	2,6
	0,8	0,20		
	0,8	0,13		

Для оценки долговечности деталей механизма передвижения необходимы статистические характеристики нагрузок, действующих на опоры портала крана. Опорные нагрузки являются выходными процессами сложной системы, на вход которой подаются случайные воздействия. К основным факторам, которые влияют на величину опорных нагрузок, относятся нагрузки:

- от собственного веса крана;
- в грузовых канатах;
- от неровностей пути;
- инерционные;
- от раскачивания груза на канатах;
- ветровые.

Все эти факторы оказывают на опорные нагрузки воздействия, близкие к статистическим. Для изучения весомости указанных факторов кафедрой подъемно-транспортных машин института водного транспорта были проведены натурные исследования порталных кранов с программными и эксплуатационными испытаниями. В ходе программных испытаний измерялись нагрузки в опорах, соответствующие определенным видам нагружения. Наибольшие изменения нагрузок, полученных при испытании, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты программных испытаний порталного крана КПП–10/30

Вид нагружения	Вертикальное давление, %	Поперечная сила, кН
Отклонение канатов в плоскости стрелы	4,05	60
Отклонение канатов из плоскости стрелы	6,7	38
Торможение механизма поворота толчками	4,7	62
Центробежные силы	2,6	5
Ветровая нагрузка	1,3	5
Перемещение равнодействующей веса крана	43	21
Неточности пути и портала	35	18
Изменение вылета толчками	2,7	8
Подъем грейфера после черпания	21,6	21

В приведенной таблице вертикальные нагрузки даны в процентах от максимальной нагрузки на опору рабочего состояния, определенной по данным работы [2]. Принималась расчетная комбинация 2в: кран неподвижен; производится «подхват» номинального груза на максимальном вылете. В этом случае величина максимальной нагрузки на опору

$$R_{\max} = 0,25(\psi G_{\Gamma} + G_{\Pi\text{ч}} + G_{\text{вс}}) + 0,5 \frac{M_{\text{в}}}{c}. \quad (3)$$

Здесь G_{Γ} — номинальный вес груза; $G_{\Pi\text{ч}}$ — вес поворотной части крана; $G_{\text{вс}}$ — вес верхнего строения портала; $M_{\text{в}}$ — момент от нагрузок, действующих в вертикальной плоскости:

$$M_{\text{в}} = 0,5(\psi G_{\Gamma} L_{\max} - G_{\Pi\text{ч}} x_0), \quad (4)$$

где $L_{\max}$ — максимальный вылет крана; x_0 — расстояние от центра тяжести поворотной части до оси вращения крана; c — плечо пары сил при опирании поворотной части на круговой рельс.

Результаты анализа показывают, что наибольшее влияние на величину опорных нагрузок оказывают нагрузки от подъема груза, неточности пути и портала, а также перемещение равнодействующей веса крана при работе механизмов поворота и вылета.

При проведении эксплуатационных испытаний проводилась непрерывная запись опорных нагрузок на кранах, работающих в естественных условиях по вариантам судно — склад и судно — вагон. В результате обработки осциллограмм по времени и множеству были получены статистические характеристики опорных нагрузок — математическое ожидание m_R и среднеквадратичное отклонение σ_R . Результаты испытаний нагрузок приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты испытаний опорных нагрузок крана КПП-10/32

Вид нагрузки на опору	Вариант работы	m_R	σ_R
Вертикальное давление	Судно-склад	46,3	4,3
Поперечная сила	Судно-склад	0,7	0,85
Вертикальное давление	Смешанный	40,1	6,1
Поперечная сила	Смешанный	0,9	0,77

Для определения теоретических распределений плотностей вероятностей были построены гистограммы вертикальных и горизонтальных сил. Было установлено, что распределение эксплуатационной нагрузки достаточно точно описывается нормальным законом распределения с математическим ожиданием m_R и среднеквадратичным отклонением σ_R (см. табл. 3). В этом случае дальнейшие расчеты надежности и долговечности элементов механизма передвижения можно проводить согласно методике в работе [10].

Список литературы

1. Плавник Б. И. Современные конструкции порталных кранов за рубежом / Б. И. Плавник, И. С. Мазовер. // Подъемно-транспортное оборудование (ЦНИИТЭИтяжмаш). — 1979. — № 40.
2. Ланг А. Г. Портальные краны / А. Г. Ланг, И. С. Мазовер, В. С. Майзель. — 2-е изд. — М.-Л.: Машгиз, 1962. — 284 с.
3. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. — М.: Транспорт, 1986. — 256 с.
4. Ремонт портовой перегрузочной техники: справочник / под ред. Ю. И. Гладунко. — М.: Транспорт, 1988. — 343 с.

5. Андрианов Е. Н. Особенности проектирования приводов грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Вестник ИНЖЭКОНА. Сер.: Технические науки. — 2007. — Вып. № 6 (19). — С. 102–112.
6. Андрианов Е. Н. Резервы грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов. // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. — 2006.
7. Курлов Б. А. Расшифровка цилиндрических и конических зубчатых передач / Б. А. Курлов. — М.: Машиностроение, 1972. — 136 с.
8. Андрианов Е. Н. Определение на АВМ нагрузок механизма передвижения portalного крана КПП 16-32 / Е. Н. Андрианов // Тр. ЛИВТа. — 1982. — Вып. 174. — С. 83–89.
9. Вейц В. Л., Кочура А. Е., Царев Г. В. Расчет механических систем приводов с зазорами / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура, Г. В. Царев. — М.: Машиностроение, 1979. — 183 с.
10. Андрианов Е. Н. Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов порталных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — 1984. — С. 30–34.

УДК 502.1/2:656

А. Е. Пластинин,
канд. техн. наук, доц.

ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ ПРИ ВЗРЫВАХ НА ТАНКЕРАХ

ASSESSMENT OF MECHANICAL IMPACT ON ENVIRONMENT AT EXPLOSIONS ON TANKERS

Приведены результаты статистических исследований параметров механического воздействия на окружающую среду при взрывах на танкерах как географически ориентированных случайных величин. Разработана матрица выбора типа взрывного процесса на танкерах. Для визуализации матрицы построены регрессионные модели, отражающие зависимость между избыточным давлением, грузоподъемностью судна и дистанцией до объекта поражения.

Предложена классификация нефтепричалов Волжского бассейна по степени опасности для окружающей среды (механическое воздействие). Получено уравнение связи дистанции до объекта поражения и грузоподъемности танкера для оценки границы перехода консервативного типа взрывного процесса от детонации к дефлаграции.

Результаты исследований могут быть полезны при создании документов, разрабатываемых в рамках Единой государственной системы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций (планов локализации и ликвидации разливов нефти, деклараций промышленной безопасности), при эксплуатации и проектировании объектов транспортного комплекса, а также при проведении тренажерной подготовки персонала.

The results of statistical researches of parameters of mechanical impact on environment at explosions in tankers as geographically focused random variables are presented. The choice matrix like explosive process on tankers is developed. For visualization of a matrix the regression models reflecting dependence between excessive pressure, loading capacity of the vessel and a distance to object of defeat are constructed. Classification of oil moorings of the Volga basin by degree of danger to environment by mechanical influence is offered. The equation of communication of a distance to object of defeat and loading capacity of the tanker for an assessment of border of transition of conservative type of explosive process from a detonation to a deflagration is received. The results of the researches can be useful at creation of the documents developed within the framework of the Uniform state system of the prevention and liquidation of emergencies (plans of localization and liquidation of oil spillages, declarations of industrial safety) during exploitation and designing of objects of the transport complex, and also during personnel training.

Ключевые слова: механическое воздействие, окружающая среда, взрывной процесс, матрица, нефтепричалы, классификация.

Key words: mechanical impact, environment, explosive process, matrix, oil moorings, classification.