Нагруженность гидроцилиндра телескопирования в процессе поворота стрелового оборудования

Потахов Е. А.¹

¹ Петербургский государственный университет путей сообщения, г. Санкт-Петербург, Россия

e-mail: epotakhov@mail.ru

Реферат

Введение. В настоящее время в качестве рабочего оборудования дорожных, строительных, подъемно-транспортных и горных машин широко применяют гидрофицированное телескопическое стреловое оборудование. При этом не все стороны динамического нагружения гидроцилиндра телескопирования изучены.

Цель работы. Целью работы является изучение нагруженности гидроцилиндра телескопирования (ГЦТ) с учетом взаимодействия с телескопической стрелой при нормированном повороте стрелового оборудования и при просадке опорной поверхности грузоподъемной машины в процессе вращения рабочего оборудования.

Методология. Для исследования динамической нагруженности ГЦТ применяется численное моделирование, осуществляемое в среде специализированного функционала Motion (комплексный динамический и кинематический модуль) программного комплекса SolidWorks и модуле проведения расчетов методом конечных элементов SolidWorks Simulation.

Результаты. Установлен характер нагружения элементов ГЦТ: получены временные зависимости угловых перемещений поршней, а также сил противодействия полкам секций с ГЦТ, стенок секций с цапфами ГЦТ, поршня с гильзой ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскости. Установлена эпюра напряженно-деформированного состояния ГЦТ при нормированном и ненормированном нагружении. Разработаны расчетные схемы нагружения секции и ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскости.

Выводы. Полученные результаты позволят увеличить достоверность описания изменения технического состояния ГЦТ, более обоснованно определить межремонтные периоды, уточнить значения диагностических параметров, что способствует совершенствованию системы технического обслуживания и ремонта, а также проектирования ГЦТ.

Ключевые слова: телескопическая стрела; гидроцилиндр телескопирования; SolidWorks; численное моделирование.

Введение. В настоящее время в качестве рабочего оборудования дорожных, строительных, подъемно-транспортных и горных машин (ДСПТГМ) широко применяют телескопическое стреловое оборудование. Широкое распространение данного типа грузоподъемного средства вызвано его большой экономической эффективностью, которая достигается универсальностью функционально-технологических свойств в сочетании с мобильностью и высокой энерговооруженностью гидрофицированного оборудования.

Для перемещения телескопических секций чаще всего применяют длинноходовые гидроцилиндры (ГЦ) двустороннего действия [1]. Свободный конец консольно подвешенной гильзы гидроцилиндра телескопирования (ГЦТ) оборудован кронштейном с верхними и нижними роликами, или упорами, которые ограничивают вертикальное перемещение гидроцилиндра.

Согласно анализу актов диагностического обследования и дефектных ведомостей исследованных стреловых самоходных кранов (ССК) большая часть дефектов по локализации связана с гидросистемой (35 %), наибольшая доля неисправностей

(27 %) обусловлена разгерметизацией уплотнительных поверхностей – утечками рабочей жидкости из ГЦ или гидромоторов, течью в местах соединения трубопроводов или рукавов [2]. Анализ надежности строительно-дорожных машин (в частности, экскаваторов) в эксплуатации показал, что отказы элементов гидравлического привода составляют половину от общего количества всех отказов по машине; при этом максимальный процент отказов в гидроприводе приходится на долю ГЦ [3].

Часто отказы ГЦ связаны с тем, что в процессе функционирования при определенных обстоятельствах эксплуатации происходит увеличение действующих продольных и поперечных нагрузок, в результате чего с большей интенсивностью ухудшаются условия функционирования ГЦ, следствием чего является снижение его надежности и ресурса работоспособности как по несущей (нагрузочной), так и по герметизирующей способности [3]. К таким обстоятельствам можно отнести, например, передачу рабочего толкающего усилия и нагрузок в условиях образования изгибной деформации ГЦ, эксплуатацию в условиях изнашивания трущихся элементов ГЦ, резкое скачкообразное изменение внешних нагрузок. К последнему можно отнести соприкосновение ковша экскаватора и погрузчика с непреодолимым препятствием, внезапное снятие нагрузки ССК (например, обрыв грузового каната), отклонение груза из плоскости подвеса в результате действия горизонтальных инерционных нагрузок при вращении ССК и экскаватора с телескопической рукоятью и грейферным ковшом, просадка опорной поверхности ССК, которая ведет к горизонтальным и вертикальным колебаниям груза. В связи с этим можно заключить, что исследование режимов динамического нагружения ГЦТ является актуальной задачей.

Изучению нагружения гидроцилиндра строительно-дорожных машин были посвящены работы, в которых исследовалось: нагружение ГЦ экскаваторов и погрузчиков при взаимодействии ковша с грунтом [3–5], нагруженность ГЦ аутригера [6], нагруженность ГЦ испытательной машины [7], движение поршня силового ГЦ стрелы погрузчиков, экскаваторов, ССК [8], нагруженность ГЦ ДСПТГМ без привязки к конкретному типу машины [9; 10], нагруженность ГЦТ ССК [11–13]. Однако в существующих исследованиях [3–10] не учитываются особенности нагружения ГЦТ, в работе [11] рассматриваются только продольные усилия ГЦТ, а в [12, 13] исследуется статический режим нагружения ГЦТ. Таким образом, можно сделать вывод, что недостаточно полно изучено динамическое нагружение ГЦТ, обусловленное качением груза, а также не учитываются некоторые особенности взаимодействия ГЦТ с секциями: крепление ГЦТ через цапфы к секциям, влияние реакций опорных элементов секции на ГЦТ и передача усилий *полка секции–кронштейн гильзы ГЦТ*.

Задачей исследования является изучение нагруженности ГЦТ с учетом взаимодействия с элементами ТС (полка, стенка секций) при следующих режимах: поворот ТС, просадка опорной поверхности подъемно-транспортной машины при повороте рабочего оборудования. В качестве объекта исследования выбран железнодорожный кран «Сокол 80.01М», механизм перемещения секций ТС которого включает два поршневых гидроцилиндра двухстороннего действия.

Исследование проводится при опорном контуре с максимально выдвинутыми аутригерами, наибольшей длине стрелы (25 м), максимальном угле подъема ($49^{\circ}20'$), и соответствующем этим параметрам вылете (13 м) и грузоподъемности (25 т), так как данный режим работы крана является одним из наиболее опасных.

Подготовка к моделированию. В связи с тем что натурные исследования, связанные с доведением оборудования ДСПТГМ до предельного состояния, ведут к риску значительных материальных затрат и производственной опасности,

наиболее целесообразно применить методику моделирования. В частности, в научной и инженерной практике для изучения ДСПТГМ широкое применение получило численное моделирование при использовании систем автоматизированного инженерного анализа [14].

Компьютерное моделирование осуществляется в среде специализированного функционала Motion (комплексный динамический и кинематический модуль) программного комплекса SolidWorks и модуле проведения расчетов методом конечных элементов SolidWorks Simulation.

Численное моделирование проводится в два этапа. На первом этапе создается компьютерная модель, которая по наиболее существенным характеристикам подобна исследуемому объекту. На втором этапе осуществляется проведение виртуального эксперимента с целью определения нагруженности объекта и его элементов в рассматриваемых условиях эксплуатации.

Создание численной модели для «Сокол 80.01М», идентичной реальному прототипу, описано в работе [15], но в связи с тем, что в данной модели не учитывается колебательный характер движения груза, она дополняется системой демпферов и пружин, моделирующих грузовой канат и строп.

В зависимости от положения поршня в гильзе, диаметров поршня и гильзы, и значений зазоров возможны три варианта контактирования элементов ГЦ. Первый вариант имеет место, когда зазор во втулке больше зазора в гильзе; во втором варианте зазор между поршнем и гильзой превышает зазор между штоком и втулкой; при третьем варианте зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой [13].

Все три варианта соответственно аналогичны для двух возможных случаев: перемещение штока с поршнем при относительно неподвижной гильзе и, наоборот, перемещение гильзы при относительной неподвижности остальных сопрягаемых элементов ГЦ. В связи с тем, что существование всех трех схем контактирования равновозможно, а принцип нагружения элементов во всех схемах аналогичен, при исследовании взаимодействия поршня, гильзы и штока ГЦТ рассмотрим в качестве примера первый вариант контактирования элементов ГЦ.

Из основных положений науки о трении и износе следует, что долговечность узла трения определяется интенсивностью изнашивания составляющих его элементов, основной причиной которого в соответствии с основным уравнением изнашивания при имеющем место упругом контакте является действующая в узле нагрузка. В случае с ГЦ в качестве такой нагрузки выступают составляющие ее реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях ГЦ *поршень–гильза* и *шток–направляющая втулка* и определяющие интенсивность изнашивания и повышенные температуры, возникающие при трении [4].

Также нагруженность ГЦ определяется деформацией элементов. Полный прогиб ГЦ составляют: прогиб ГЦ, образованный вследствие наличия конструктивных и технологических зазоров в сопряжениях; прогиб, образованный в результате возможного начального искривления длинномерных элементов ГЦ; прогиб вследствие эксплуатационного искривления штока; прогиб в результате радиальной деформации под давлением корпуса; прогиб вследствие поперечного нагружения; прогиб в результате наличия силового поворота в опорных элементах; прогиб вследствие продольного нагружения [3]; прогиб, вызванный местной деформацией стенки гильзы и сжатием направляющих поясков [13].

В связи с этим для оценки нагруженности ГЦТ при численном моделировании будет определяться деформация его элементов, реакции в узлах сопряжения ГЦТ, силы противодействия между ГЦТ и ТС, влияние реакций на напряженно-деформированное состояние ГЦТ.

Численное моделирование. Численный эксперимент поворота ССК с просадкой аутригера проводится в среде Motion SolidWorks следующим образом: модель железнодорожного крана «Сокол 80.01М» расположена на грунтовом основании; при воздействии крутящего момента на поворотную платформу происходит

Рис. 1. Временная зависимость реакций областей поршня нижнего ГЦТ в вертикальной плоскости при повороте ССК с просадкой аутригера

Fig. 1. The time dependence of the reactions of the piston areas of the lower MTC in the vertical plane when turning the SSC with the outrigger drawdown

поворот стрелового оборудования. В момент расположения груза над одной из выносных опор посредством механизма реализации просадки моделируется вертикальное перемещение аутригера в сторону грунта, составляющее 15 мм, в результате чего наблюдаются колебательные перемещения груза в вертикальной и в горизонтальной плоскости.

В результате моделирования получены: временной график угловых перемещений штоков, поршней и гильз ГЦТ, а также сил противодействия полок ТС с ГЦТ, стенок секций с цапфами ГЦТ, поршня с гильзой ГЦТ. Определено, что наибольшие нагрузки действуют на нижний ГЦТ, но наибольшие деформации наблюдаются у верхнего ГЦТ. Установлено, что нагружение элементов ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК имеет колебательный, постепенно снижающийся по величине характер (рис. 1). Также наблюдается рост амплитуд опорных реакций и смена опорных взаимодействий элементов ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Процесс вертикального взаимодействия поршня с гильзой ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК можно разделить на циклически повторяющиеся этапы. До просадки выносной опоры контакт *поршень–гильза* осуществляется в диагональных областях Z_3 (нижний левый) и Z_2 (верхний правый). Второй этап вертикального взаимодействия элементов ГЦТ соответствует моменту просадки – периоду и забросу ТС вниз, наблюдается рост опорных реакций R_{22} и R_{23} ; третий этап соответствует забросу ТС вверх, обусловленному высвобождением потенциальной энергии упругой деформации конструкции, и характеризуется сменой диагональных зон контактирования поршня с гильзой: с гильзой контактируют области направляющих поясков: Z_1 (верхний левый) и Z_4 (нижний правый). Четвертый этап вертикального взаимодействия элементов ГЦТ соответствует забросу ТС вниз. При таком нагружении происходит очередная смена диагональных зон контактирования поршня с гильзой, характеризуемая максимальным значением реакций поршня (рис. 2).

Этапы горизонтального взаимодействия поршня с гильзой ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК схожи с этапами взаимодействия системы *поршень–гильза* в вертикальной плоскости, что можно проследить по временной зависимости горизонтальных реакций (рис. 2).

Полученные в среде Motion SolidWorks угловые перемещения гильзы ГЦТ включают: угол перекоса между поршнем и гильзой, который задается радиальным зазором (конструктивным зазором и зазором, образованным износом элементов сопряжения); угол перекоса между поршнем и штоком (воспроизводится «фиктивными шарнирами» 3 и 5 модели [15]), обуславливаемый деформацией элементов от внешнего нагружения. Угол изгиба в центральной области штока воспроизводится «фиктивными шарнирами» 4 и 6 модели [15].

В исследовании принято наибольшее значение радиального зазора. Согласно «Нормам браковки механизмов» из паспорта крана «Сокол 80.01М» максимальный радиальный зазор в сопряжениях ГЦ должен составлять не более 0,2 мм, следовательно, угол перекоса, обусловленный конструктивным зазором и максимально допустимым износом сопряжения

$$\alpha = \arctg \frac{\Delta_n}{a_n} = 0,0573 \text{ град}, \quad (1)$$

где Δ_n – зазор между поршнем и гильзой, мм; a_n – база заделки, мм.

Контактные напряжения, возникающие в зонах контакта опорно-направляющих колец поршня с зеркалом цилиндра, вызывают местную деформацию стенки гильзы и сжатие направляющих поясков, что ведет к появлению дополнительного угла перекоса элементов ГЦ.

В связи с тем что существующая концепция Motion SolidWorks рассматривает кинематические группы в виде взаимодействующих жестких элементов, в функционале не учитываются смещение опорно-направляющих колец поршня, местная и

общая деформации гильзы при нагружении. Поэтому с целью определения деформации направляющих поясков, местного и общего деформирования гильзы, а также контактных напряжений в элементах ГЦТ, возникающих в результате просадки выносной опоры при вращении ССК, проводится прочностной анализ

Рис. 2. Временная зависимость горизонтальных реакций областей поршня нижнего ГЦТ при повороте ССК с просадкой аутригера
Fig. 2. The time dependence of the horizontal reactions of the piston areas of the lower MTC when turning the SSC with the outrigger drawdown

конструкции в среде Simulation SolidWorks (1-я схема контактирования, 3-й этап взаимодействия элементов ГЦТ) с двумя расчетными случаями: до просадки аутригера и в момент просадки.

Численная модель телескопического стрелового оборудования для расчета методом конечных элементов включает: три секции, межсекционные опоры сколь-

жения, два ГЦТ. Важность включения всех элементов стрелового оборудования в расчетную модель обусловлена: ограничением деформации ГЦТ секционными стенками и полками; смещением от исходного положения ГЦТ в результате деформации секций и межсекционных элементов сопряжения; точностью воспроизведения передачи силового потока, вызванного внешними нагрузками, от оголовка ТС к ГЦТ.

Таблица 1. Распределение напряжений в нижнем ГЦТ
Table 1. Stress distribution in the lower MTC

В качестве креплений модели, установленных в узлах соединения корневой секции с поворотной рамой и ГЦ подъема, выбран тип *фиксированный шарнир*. Нагрузками расчетной модели являются вертикальная и горизонтальная силы, приложенные к оголовку ТС.

В результате прочностного расчета можно заключить, что максимальная концентрация напряжений наблюдается в областях контакта опорно-направляющих

колец поршня с зеркалом цилиндра; до просадки выносной опоры максимальные напряжения составляют примерно 24 % от величины предела текучести материала (предел текучести стали 30ХГСА ГОСТ 4543-71, применяемой для ГЦТ «Сокол 80.01М», составляет 830 МПа), в момент просадки – 74 % (табл. 1).

Максимальные значения угловых перемещений гильзы, обусловленные наибольшим допускаемым радиальным зазором в сопряжении *гильза–поршень*, деформацией *шток–поршень* и деформацией гильзы, а также сжатием системы *опорно-направляющие кольца–внутренняя стенка гильзы*, что вызвано внешней

Таблица 2. Максимальные значения угловых перемещений гильзы верхнего ГЦТ относительно положения до нагружения
Table 2. The maximum value of the angular displacements of the sleeve of the upper MCP relative to the position before loading

Составляющие углового перемещения, абсолютное угловое перемещение	Максимальное значение угловых перемещений гильзы, град					
	до поворота		при нормированном повороте		при внезапной просадке аутригера	
	в горизонтальной плоскости	в вертикальной плоскости	в горизонтальной плоскости	в вертикальной плоскости	в горизонтальной плоскости	в вертикальной плоскости
Угол, образованный наибольшим допускаемым радиальным зазором	≈ 0	0,05730	0,0573	0,05730	0,0573	0,0573
Угол, образованный деформацией <i>шток–поршень</i>	≈ 0	0,06960	0,0172	0,06960	0,0937	0,0745
Угол, образованный деформацией <i>опорно-направляющие кольца–стенка гильзы</i>	≈ 0	0,30850	0,1229	0,30850	1,5644	0,3940
Угол, образованный общей деформацией гильзы	≈ 0	0,00764	0,0082	0,00764	0,0115	0,0107
Суммарное угловое перемещение относительно первоначальной оси	≈ 0	0,47030	0,1892	0,47030	1,7269	0,5365

нагрузкой на ГЦТ, для рассматриваемых режимов нагружения представлены в табл. 2. Схема деформирования ГЦТ показана на рис. 3, где O_1 – ось ГЦТ до нагружения; O_2 – ось ГЦТ, смещенного в результате деформации секций; O_3 – ось деформированного ГЦТ; $\alpha_{ш}$ – угол максимальной деформации штока; α_r – угол деформации гильзы; δ_1 – исходное положение ГЦТ; δ_2 – деформация, образованная радиальным зазором; δ_3 – δ_2 + деформация, образованная искривлением штока и системы *шток–поршень*; δ_4 – δ_3 + деформация, образованная сжатием *опорно-направляющие кольца–стенка гильзы* и общим искривлением гильзы; l – ось гильзы ГЦТ в исходном положении (δ_1); 2 – ось гильзы ГЦТ при δ_2 ; 3 – ось гильзы ГЦТ при δ_3 ; 4 – ось гильзы ГЦТ при δ_3 + деформация, образованная сжатием *опорно-направляющие кольца–стенка гильзы*; 5 – ось гильзы ГЦТ при δ_4 .

На основе анализа конструктивного устройства ТС крана «Сокол 80.01М» и полученных результатов численного эксперимента вращения ССК с просадкой аутригера были разработаны схемы нагружения секции ТС и ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

При повороте расчетная схема секции ТС в горизонтальной плоскости представляет собой четырехопорную конструкцию, так как опирание сопряжения *секция–ГЦТ* осуществляется в сечениях: 1 – крепление штока ГЦТ, 2 и 6 – области расположения опорных элементов ТС, 3 – расположение цапфы гильзы; в качестве внешней нагрузки выступает касательная сила инерции груза (рис. 4, где S_1 – S_4 – опорные элементы ТС; P_1 – P_4 – угловые области поршня; F_i – внешние нагрузки ($F_{\text{внеш}}$ – силы инерции при повороте; F_3 – нагрузки, вызванные $F_{\text{внеш}}$ и передающиеся через сопряженные элементы); $M_{\text{пов}}$ – момент поворота; R_1 – R_6 – силы реакции; K_2 – жесткость опорного элемента в 3-м сечении; K_3 – приведенная жесткость ГЦТ в горизонтальной плоскости; K_6 – жесткость опорного элемента в 6-м сечении).

Рис. 3. Схема деформирования ГЦТ:

a – общая схема деформирования ГЦТ; *б* – схема суммирования деформаций ГЦТ

Fig. 3. The scheme of deformation of the MTC:

a – the general scheme of deformation of the MTC; *б* – the scheme of summing deformations of the MTC

В таком случае реакции опорных элементов ТС и узла сопряжения *цапфа ГЦТ–стенки* секции являются нагрузкой для ГЦТ. При вращении стрелового крана ГЦТ в горизонтальной плоскости следует рассчитывать по трехопорной схеме, опирание в которой происходит в сечениях: 1 – крепление штока, 4 и 5 – зоны взаимодействия элементов ГЦ, для рассматриваемой схемы контактирования элементов ГЦ – области контакта сопряжения *поршень–гильза* (рис. 4). При этом наименьшее значение принимает реакция опоры 1, наибольшее – реакция опоры 4, максимальную величину изгибающий момент принимает в сечении 5, минимальную – у опоры 1.

Следует отметить, при действии внешней нагрузки в направлении «против часовой стрелки» (рис. 4) нагружение телескопического стрелового оборудования осуществляется в областях S_2 – S_3 и P_1 – P_4 , при противоположном направлении внешней силы – в областях S_1 – S_4 и P_2 – P_3 .

При действии внешних сил в направлении силы тяжести при статическом и динамическом режиме нагружения расчетная схема секции ТС в вертикальной плоскости представляет собой трехопорную конструкцию, так как опирание секции ТС осуществляется в сечениях: 2 и 6 – области расположения опорных элементов ТС, 7 – зона контактирования кронштейнов ГЦТ с полкой секции (рис. 5, где $F_{1\text{внеш}}$, $F_{2\text{внеш}}$, F_7 – внешние нагрузки). В таком случае ГЦТ стоит рассчитывать по четырехопорной схеме, опирание которой происходит в сечениях: 1 – крепление штока, 3 – расположение цапфы гильзы, 4 и 5 – зоны взаимодействия элементов ГЦ, для рассматриваемой схемы контактирования элементов ГЦ – области контакта сопряжения *поршень–гильза* (рис. 5). Стоит отметить, наименьшее значение принимает реакция опоры 1, наибольшее – реакция опоры 4, максимальную величину изгибающий момент принимает у опоры 5, минимальную – у опоры 1.

Рис. 4. Схема нагружения секции ТС и ГЦТ в горизонтальной плоскости:
а – конструктивная схема; б – расчетная схема секции; в – расчетная схема ГЦТ
Fig. 4. The loading scheme of the vehicle section and the MTC horizontal plane:
а – structural design; б – the design scheme of the section; в – the design scheme of the MTC

В случае, если внешняя нагрузка, действующая на ТС, направлена вверх, расчетная схема телескопической секции представляет собой пятиопорную конструкцию, опирание которой осуществляется в сечениях: 1 – крепление штока, 3 – расположение цапфы гильзы, 4 и 5 – зоны взаимодействия элементов ГЦ, 7 – зона контактирования кронштейнов ГЦТ с полкой секции (рис. 5).

Следует отметить, жесткость K в сечении 3 значительно меньше жесткости в сечениях 2 и 6 (рис. 4, б), а жесткость сечения 7 значительно меньше, чем в сечениях 2 и 6 (рис. 5, б).

Вывод. В процессе исследований рассматривалась нагруженность ГЦТ при следующих режимах нагружения: поворот ТС, просадка опорной поверхности подъемно-транспортной машины при вращении рабочего телескопического стрелового оборудования.

В результате численного моделирования для каждого рассматриваемого режима установлен характер нагружения элементов ГЦТ: получены временные зави-

симости угловых перемещений штоков, поршней и гильз ГЦТ, а также сил противодействия полок ТС с ГЦТ, стенок секций с цапфами ГЦТ, поршня с гильзой ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскости. Определена значимость составляющих угловых перемещений гильзы ГЦТ.

Рис. 5. Схема нагружения секции ТС и ГЦТ в вертикальной плоскости от действия изгибающей нагрузки:

a – конструктивная схема; *б* – расчетная схема секции ТС; *в* – расчетная схема ГЦТ; *г* – расчетная схема системы секция ТС–ГЦТ от действия внешней нагрузки вверх

Fig. 5. The loading scheme of the vehicle section and the MTC in the vertical plane from the action of the bending load:

a – structural design; *б* – design scheme of the vehicle section; *в* – the design scheme of the MTC; *г* – design scheme of the system “section TS-MTC” from the external load up

В результате расчета методом конечных элементов установлена картина напряженно-деформированного состояния гильзы и поршня ГЦТ для каждого режима нагружения. Разработаны расчетные схемы нагружения секции ТС и ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскостях при действии изгибных нагрузок с учетом взаимодействия секций с ГЦТ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Грузоподъемные машины / М. П. Александров [и др.]. М.: Высшая школа, 2000. 552 с.
2. Лагереv А. В., Кончиц С. В., Блейшмидт Л. И. Оценка риска при эксплуатации самоходных грузоподъемных кранов стрелового типа в условиях недостаточной информации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 2. С. 77–94.
3. Кобзов Д. Ю., Ереско С. П., Кобзова И. О., Корякина Д. С., Черезов С. А. Варианты модернизации гидросистем с длинноходовыми гидроцилиндрами // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 3(23). С. 83–89.
4. Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г., Жмуров В. В., Кобзова И. О., Корякина Д. С., Трофимов А. А. О реакциях в сопряжениях гидроцилиндра // Системы. Методы. Технологии. 2015. № 4(28). С. 62–67.
5. Stefaniak P., Zimroz R., Obuchowski J., Sliwinski P., Andrzejewski M. An effectiveness indicator for a mining loader based on the pressure signal measured at a bucket's hydraulic cylinder // Procedia Earth and Planetary Science. 2015. Vol. 15. P. 797–805.
6. Потахов Д. А. Взаимодействие железнодорожного крана с опорной поверхностью участка железнодорожного пути // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. 2019. № 1(56). С. 43–50.
7. Tavares S. M. O., Viriato N., Vaz M., de Castro P. M. S. T. Failure analysis of the rod of a hydraulic cylinder // Procedia Structural Integrity. 2016. Vol. 1. P. 173–180.

8. Тарасов В. Н., Бояркина И. В. Методика исследования динамических процессов разгона и торможения рабочего оборудования стреловых машин при ступенчатом законе управления гидрораспределителем // Омский научный вестник. 2016. № 5(149). С. 34–38.

9. Gamez-Montero P. J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M., Codina E. Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder // International Journal of Mechanical Sciences. 2009. Vol. 51. P. 105–113.

10. Sochacki W., Bold M. Damped vibrations of hydraulic cylinder with a spring-damper system in supports // Procedia Engineering. 2017. Vol. 177. P. 41–48.

11. Реутов А. А. Расчет усилий механизма выдвижения телескопической стрелы // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 3(39). С. 41–45.

12. Ватулин Я. С. Исследование условий работы гидроцилиндра для телескопирования стрелы самоходного крана // Автоматизация и современные технологии. 2001. № 8. С. 29–32.

13. Ватулин Я. С. Синтез силовых гидроцилиндров строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук. Тула, 1996. 223 с.

14. Павлов В. П. Дорожно-строительные машины. Системное проектирование, моделирование, оптимизация. Красноярск: СФУ, 2011. 240 с.

15. Ватулин Я. С., Потахов Е. А. Нагруженность телескопической стрелы железнодорожного крана при внезапном снятии нагрузки // Транспорт Урала. 2018. № 3(58). С. 13–20.

Поступила в редакцию 7 октября 2019 года

Сведения об авторах:

Потахов Егор Александрович – аспирант кафедры подъемно-транспортных, путевых и строительных машин Петербургского государственного университета путей сообщения. E-mail: epotakhov@mail.ru

DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-86-98

Telescoping hydraulic cylinder loading during boom equipment rotation

Egor A. Potakhov¹

¹ Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, St. Petersburg, Russia.

Abstract

Introduction. Currently, hydraulic equipment for telescopic boom equipment is widely used as working equipment for road, construction, hoisting-and-transport and mining machines. However, not all sides of the dynamic loading of the telescoping hydraulic cylinder have been studied.

Research aim. The aim of the work is to study the loading of the telescoping hydraulic cylinder (MTC) taking into account the interaction with the telescopic boom during normalized rotation of the boom equipment and during subsidence of the supporting surface of the hoisting machine during the rotation of the working equipment.

Methodology. To study the dynamic loading of the MTC, numerical modeling is carried out in the environment of the specialized Motion functional (complex dynamic and kinematic module) of the SolidWorks software package and the SolidWorks Simulation finite element calculation module.

Results. The nature of the loading of the MCP elements was established: the time dependences of the angular displacements of the pistons, as well as the forces of counteraction of the shelves of the sections with the MTC, the walls of the sections with the trunnions of the MTC, the piston with the sleeve of the MTC in the horizontal and vertical planes were obtained. The diagram of the stress-strain state of the MCP under normalized and non-normalized loading is established. Design schemes for loading the section and the central heating circuit in the horizontal and vertical planes are developed.

Conclusions. The results will improve the reliability of the MTC during operation, increase the reliability of the description of changes in the technical condition of the MTC, more reasonably determine the overhaul periods, and clarify the values of the diagnostic parameters, which contributes to the improvement of the system of maintenance and repair, as well as the design of the MTC.

Key words: telescopic boom; telescoping hydraulic cylinder; SolidWorks; numerical simulation.

REFERENCES

1. Alexandrov M. P. et al. *Lifting machines*. Moscow: Visshaya shkola Publishing; 2000. (In Russ.)
2. Lagerev A. V., Konchits S. V., Bleishmidt L. I. Risk assessment during operating self-propelled lifting jib cranes in conditions of insufficient information. *Nauchno-tehnicheskii vestnik Brianskogo gosudarstvennogo universiteta = Scientific and Technical Journal of Bryansk State University*. 2017; 2: 77–94. (In Russ.)
3. Kobzov D. Iu., Eresko S. P., Kobzova I. O., Koriakina D. S., Cherezov S. A. Options for modernization of hydraulic systems with long-stroke hydraulic cylinders. *Sistemy. Metody. Tekhnologii = Systems. Methods. Technologies*. 2014; 3(23): 83–89. (In Russ.)

4. Kobzov D. Iu., Gubanov V. G., Zhmurov V. V., Kobzova I. O., Koriakina D. S., Trofimov A. A. About reactions in hydraulic cylinder couplings. *Sistemy. Metody. Tekhnologii = Systems. Methods. Technologies*. 2015; 4(28): 62–67. (In Russ.)
5. Stefaniak P., Zimroz R., Obuchowski J., Sliwinski P., Andrzejewski M. An effectiveness indicator for a mining loader based on the pressure signal measured at a bucket's hydraulic cylinder. *Procedia Earth and Planetary Science*. 2015; 15: 797–805.
6. Potakhov D. A. The interaction of the railway crane with the supporting surface of the railway track. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Journal of the Moscow Automobile and Road Construction State Technical University*. 2019; 1(56): 43–50. (In Russ.)
7. Tavares S. M. O., Viriato N., Vaz M., de Castro P. M. S. T. Failure analysis of the rod of a hydraulic cylinder. *Procedia Structural Integrity*. 2016; 1: 173–180.
8. Tarasov V. N., Boiarkina I. V. Method of investigation of dynamic acceleration and braking working equipment boom machines processes in step-law with directional control valve. *Omskii nauchnyi vestnik = Omsk Scientific Bulletin*. 2016; 5(149): 34–38. (In Russ.)
9. Gamez-Montero P.J., Salazar E., Castilla R., Freire J., Khamashta M., Codina E. Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2009; 51: 105–113.
10. Sochacki W., Bold M. Damped vibrations of hydraulic cylinder with a spring-damper system in supports. *Procedia Engineering*. 2017; 177: 41–48.
11. Reutov A. A. Calculation of the efforts of the mechanism for extension telescopic boom. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta = Scientific and Technical Journal of Bryansk State University*. 2013; 3(39): 41–45. (In Russ.)
12. Vatulin Ia. S. Study of the working conditions of a hydraulic cylinder for telescoping the boom of a mobile crane. *Avtomatizatsiia i sovremennye tekhnologii = Automation and Modern Technology*. 2001; 8: 29–32. (In Russ.)
13. Vatulin Ia. S. *Synthesis of power hydraulic cylinders of construction cranes: dis. PhD in Engineering*; Tula: 1996. (In Russ.)
14. Pavlov V. P. *Road-building machines. System design, modeling, optimization: textbook*. Krasnoyarsk: SFU Publishing; 2011. (In Russ.)
15. Vatulin Ia. S., Potakhov E. A. Loading telescopic boom with a sudden removal of load. *Transport Urala = Transport of the Urals*. 2018; 3(58): 13–20. (In Russ.)

Received 7 October 2019

Information about authors:

Egor A. Potakhov – PhD student, Department of Mechanical Handling and Road Building Machines, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University. E-mail: epotakhov@mail.ru

Для цитирования: Потехов Е. А. Нагруженность гидроцилиндра телескопирования в процессе поворота стрелового оборудования // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 2. С. 86–98.
DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-86-98

For citation: Potakhov E. A. Telescoping hydraulic cylinder loading during boom equipment rotation. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 2: 86–98 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2020-2-86-98