УДК 621.873.2/.3

DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-44-56

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ СОПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРА ВЫВЕШИВАНИЯ

Д.А. Потахов

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Россия

RNJATOHHA

Введение. Контактное взаимодействие сопряженных элементов гидроцилиндра (поршня с гильзой, направляющей втулки с гильзой и штоком) определяют надежность работы гидродвигателя возвратно-поступательного движения. Оценка влияния зазоров сочлененных элементов гидроцилиндра является актуальной задачей ввиду того, что процесс формирования зазоров носит неотвратимый характер, так как трению всегда сопутствуют процессы трибологического изнашивания.

Цель. Настоящая работа посвящена определению и оценке влияния зазоров сопряженных элементов гидроцилиндра на напряженно-деформированное состояние контактирующих тел на примере гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного железнодорожного крана Сокол 80.01.

Материалы и методы. В качестве метода исследования используется конечно-элементный метод, реализуемый в модуле Simulation SolidWorks. В качестве критерия пластичности материала применяется критерий Губера—Мизеса. Рассмотрены теоретически возможные пространственные расчетные схемы нагружения в зависимости от типа контактирования сопряженных элементов гидроцилиндра.

Результаты. Приведены эпюры и графические зависимости, представляющие собой трехмерные поверхности, построенные по результатам численных экспериментов. В расчетах учтено совместное деформирование поршня, гильзы, штока, направляющей втулки и опорно-направляющих колец гидроцилиндра. Выполнен анализ полученных эпюр и зависимостей контактного взаимодействия гидроцилиндра для различных вариантов контактирования его элементов. Результаты могут быть использованы для исследования всех типов гидроцилиндров привода рабочего оборудования дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: гидроцилиндр, метод конечных элементов, напряжения, деформации, грузоподъемный кран.

Поступила 26.01.2020, принята к публикации 21.02.2020.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Потахов Д.А. Влияние зазоров сопряженных элементов на напряженнодеформированное состояние гидроцилиндра вывешивания. *Вестник СибАДИ*. 2020;17(1):44-56. https://doi.org/10.26518/2071- 7296-2020-17-1-44-56

© Потахов Д.А.



Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DOI: https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-44-56

STRESSED-DEFORMED STATUS OF THE HANGING HYDROCYLINDER: INFLUENCE OF THE CONJUGATED ELEMENTS' PAIRS

Denis A. Potakhov

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

ABSTRACT

Introduction. The contact interaction of the associated elements of the hydraulic cylinder (piston with sleeve, guide sleeve with cylinder and rod) determines the reliability of the reciprocating hydraulic motor. Assessing the effect of gaps of articulated hydraulic cylinder elements is an urgent task in view of the fact that the formation of gaps is inevitable, since friction is always accompanied by tribological wear processes.

The paper investigates the determination and assessment of the influence of the gaps of the hydraulic cylinders' mating elements on the stress-strain state of the contacting bodies on the example of the hydraulic cylinder for the Sokol 80.01 railway crane.

Materials and methods. The author used the finite element method implemented in the Simulation SolidWorks module. Moreover, the author applied the Huber–Mises criterion as a criterion for the material plasticity. The paper also considered theoretically possible spatial design schemes of loading and depending on the type of the mating elements' contacting of the hydraulic cylinder.

Results. As a result, the author presented plots and graphical dependences, which were three-dimensional surfaces constructed according to the results of numerical experiments. The calculations took into account the joint deformation of the piston, sleeve, rod, guide sleeve and supporting guide rings of the hydraulic cylinder. The author carried out the analysis of the obtained diagrams and dependences of the contact interaction of the hydraulic cylinder for various options of the elements contacting. The paper presented the results that were useful for studying all types of hydraulic cylinders and working equipment of the road, construction and hoisting-and-transport machines.

KEYWORDS: hydraulic cylinder, finite element method, stress, deformation, lifting crane.

Submitted 26.01.2020, revised 21.02.2020.

The author has read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the author has no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Potakhov D.A. Stressed-deformed status of the hanging hydrocylinder: influence of the conjugated elements' pairs. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2020; 17 (1):44-56. https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-44-56

© Potakhov D. A.



Content is available under the license Creative Commons Attribution 4.0 License.

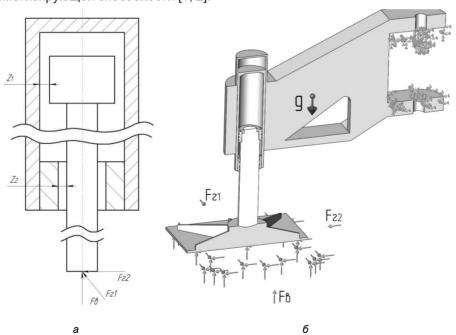
ВВЕДЕНИЕ

Наличие зазоров, обусловленных технологией изготовления и постепенным износом контактирующих поверхностей в узлах «поршень - гильза» и «шток - направляющая втулка», приводит к несоосности (перекосу) штока и гильзы силового гидроцилиндра. В результате этого площадь контакта сопряженных элементов уменьшается, появляется явно выраженный односторонний (близкий к точечному) контакт сопрягаемых элементов. Это приводит, соответственно, к перераспределению полей напряжений в элементах гидроцилиндра; возникают концентраторы напряжений, обусловленные контактными напряжениями высокой интенсивности в подвижных сопряжениях и геометрической конфигурацией тел (направляющие пояски, конструктивные канавки под уплотнительные элементы и др.).

В связи с этим возникают местные пластические деформации направляющей втулки и внутренней поверхности гильзы (эллипсность по периметру, задиры, царапины, забоины и пр.) гидроцилиндра, возникает смятие трущихся поверхностей поршня (буртов и поясков) и изгиб штока, появляется интенсивный неравномерный износ уплотнительных элементов. Таким образом, происходит снижение надежности работы силового гидроцилиндра как по несущей, так и по герметизирующей способности [1, 2].

В зависимости от контакта сопряженных элементов силового гидроцилиндра возможны три варианта контактирования (рисунок 1, а). В первом варианте - зазор между штоком и направляющей втулкой существенно больше, чем между поршнем и гильзой ($Z_1 << Z_2$); возникает контактная пара «поршень - гильза». Во втором варианте зазор между поршнем и гильзой существенно больше, чем между штоком и втулкой ($Z_1 >> Z_2$): контактная пара «направляющая втулка – шток». В третьем варианте контактирования зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой $(Z_1 = Z_2$ или $Z_1 ≈ Z_2$): одновременный контакт «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток».

Определение деформаций и напряжений в областях контакта представляет значительный интерес, так как нагрузки, вызывающие местное разрушение материала в какой-либо точке тела могут быть существенно ниже нагрузок, при действии которых происходит нарушение прочности элемента (узла), препятствующее его дальнейшей эксплуатации. Особенно это важно для машин и механизмов, подверженных действию переменных нагрузок, так как согласно опытным данным концентрация напряжений сильнее влияет на прочность узлов и деталей, работающих при циклическом режиме нагружения1.



Pисунок 1 — Расчетные схемы: a — принципиальная; б — в Simulation SolidWorks

Figure 1 – Settlement schemes: a – principal; δ – Simulation SolidWorks

В большинстве контактных задач зависимость между внешней силой и вызванным ею перемещением оказывается нелинейной (даже в упругой зоне материала)1. Это объясняется изменением площадки взаимодействия в процессе нагружения и особенностью контактных задач являются значительные напряжения в зоне контакта.

При решении классических контактных задач рассматриваются случаи взаимодействия тел (деталей) довольно простой геометрической формы1. Однако реальные конструкции, такие как силовые гидроцилиндры, обладают сложной конфигурацией и могут передавать нагрузку через несколько зон контакта (узлов трения). При расчете таких конструкций необходимо учитывать одновременно местные и общие деформации элементов¹.

Поэтому проводится численное моделирование с целью определения влияния действующих нагрузок, зазоров сопряженных элементов и конструктивных параметров на напряженно-деформированное состояние (НДС) гидроцилиндра вывешивания и исследования процессов контактного взаимодействия сочленений гидроцилиндра. Численное моделирование осуществляется в модуле Simulation SolidWorks, основанном на методе конечных элементов (МКЭ) [3, 4]. МКЭ имеет ряд достоинств, одним из которых является универсальность по отношению к геометрии исследуемой области и реологии деформирования материала², что позволяет наиболее полно воспроизводить и исследовать режимы и условия нагружения исследуемых объектов. Помимо этого, использование математических методов моделирования позволяет учесть совместную деформацию и изменение конфигурации конструктивных элементов детапей.

В литературе достаточно примеров применения методов численного моделирования в решении практических и теоретических задач, в которых отмечается положительный эффект используемых методов [5, 6, 7].

В работах, посвященных аналитическим и экспериментальным исследованиям надежности работы гидроцилиндров, рассматриваются: несущая способность, устойчивость, условия закрепления, жесткость конструктивных

узлов, герметичность, критические нагрузки, долговечность уплотнений и сопряженных элементов гидроцилиндра [1, 8, 9, 10, 11].

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В качестве объекта исследования принят гидроцилиндр вывешивания железнодорожного грузоподъемного крана Сокол 80.01. С целью наиболее точного представления о характере нагружения гидроцилиндр вывешивания рассматривается совместно с выносной опорой (аутригером) грузоподъемного крана (рисунок 1, б).

Опорные элементы грузоподъемных машин в процессе эксплуатации находятся в условиях значительных продольных давлений. Реакции выносных элементов некоторых типов грузоподъемных кранов могут достигать значительных величин; так, согласно грузовысотным характеристикам максимальная грузоподъемность следующих типов грузоподъемных кранов на железнодорожном ходу достигает: Сокол 80.01 – 80 т, ЕДК-500 – 80 т, EДК-1000 – 125 т, ЕДК-2000 – 250 т, CM-515 – 80 т, CM-539 – 150 т, Multi Tasker KRC 500 – 80 т, Multi Tasker KRC 1200 – 160 т.

Выход из строя гидроцилиндра вывешивания во время работы с достаточно высокой долей вероятности приведет к снижению уровня безопасной эксплуатации погрузочно-разгрузочных работ, а также значительным материальным затратам, поэтому повышение надежности эксплуатации силовых опорных гидроцилиндров грузоподъемных кранов является особенно актуальным [12].

Деформации реальных конструкций большей частью развиваются по всем направлениям, т.е. соответствуют объемному (трехосному) деформированному состоянию, поэтому гидроцилиндр рассматривается в трехмерной постановке. Для этого создается и исследуется объемная модель объекта исследования в программном комплексе SolidWorks (см. рисунок 1, б). Адекватность численной модели определяется геометрическим соответствием конструктивной структуры узлов и деталей, точностью воспроизведения условий взаимодействия элементов между собой, соответствием механических свойств используемых материалов.

¹ Биргер И. А. [и др.] Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

 $^{^2}$ Карзов Г. П., Марголин Б. 3., Швецова В. А. Физико-механическое моделирование процессов разрушения. СПб. : Политехника, 1993. 391 с.

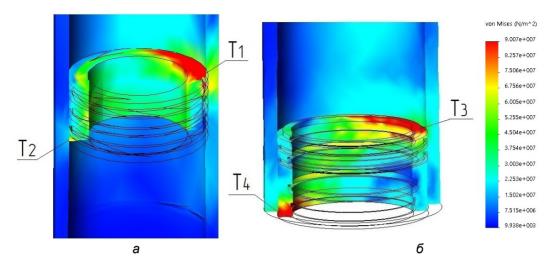


Рисунок 2 — Эпюры напряжений контактных пар: а — «поршень — зеркало гильзы»; б — «направляющая втулка — зеркало гильзы», «шток — направляющая втулка» *шток и другие элементы — скрыты или прозрачны *в областях, отмеченных красным цветом, напряжения ≥ 90,07 МПа

Figure 2 – Plots of contact pair voltages:
a – "piston – mirror sleeve"; 6 – "guide sleeve – sleeve mirror", "rod – guide sleeve"
*stock and other elements – hidden or transparent
*in red marked areas, voltages ≥ 90.07 MPa

Гидроцилиндр вывешивания рассматривается с установленными штоковыми и поршневыми опорно-направляющими кольцами (направляющими поясками). Направляющие кольца необходимы для обеспечения прямолинейности движения штока и поршня, а также для предотвращения контакта штока и поршня с гильзой. Материал направляющих колец в расчете — полиацеталь (РОМ). Полиацеталь имеет высокий модуль упругости материала и получил широкое распространение в производстве опорно-направляющих колец.

Гидроцилиндр в процессе функционирования подвержен продольно-поперечному нагружению и находится в сложном напряженном состоянии. Расчет проводится при следующем режиме нагружения: одновременном действии продольной (вертикальной) сжимающей ($F_{\rm B}=100\ldots700$ кH, $F_{\rm BMAX}=700$ кH) и поперечных (горизонтальных) ($F_{\rm C1}=6100$ H, $F_{\rm C2}=6700$ H) сил (см. рисунок 1).

Продольное усилие является вертикальной составляющей реакции выносной опоры грузоподъемного крана в процессе работы, обусловленное действием транспортируемого груза и эксплуатационного азимутального положения стрелового оборудования. Попереч-

ные усилия – горизонтальные составляющие реакций выносных опор, при этом действие только продольной нагрузки соответствует штатному режиму нагружения, горизонтальной и вертикальной нагрузки – нештатному. Принимается, что нагружение конструкции является квазистатическим, при котором временными эффектами можно пренебречь.

Рассматриваются три варианта контактирования сопряженных элементов опорного гидроцилиндра. В процессе численного расчета варьировались следующие параметры: величина зазоров Z_1 и Z_2 , продольная нагрузка $F_{\rm B}$ (см. рисунок 1).

В результате проведенных расчетов определено НДС конструктивных элементов гидроцилиндра вывешивания в зависимости от варианта контактирования сопряженных элементов; приведены эпюры и графические зависимости, построенные по результатам численных экспериментов. В качестве критерия пластичности материала применяется критерий Губера—Мизеса, основанный на гипотезе энергии формоизменения³ [13].

На рисунке 2, а представлена эпюра напряжений гильзы и поршня гидроцилиндра первого варианта контактирования $(0 \le Z_1 << Z_2)$;

_

³ Теребушко О.И. Основы теории упругости и пластичности. М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. 320 с.

наблюдаются несколько зон контакта: точки T_1 и T_2 , $\sigma_{T1} > \sigma_{T2}$. А на рисунке 2, б представлена эпюра напряжений гильзы и втулки гидроцилиндра второго варианта контактирования ($0 \le Z_2 << Z_1$); аналогично наблюдаются несколько зон контакта: точки T_3 и T_4 , $\sigma_{T3} > \sigma_{T4}$. Нужно отметить, что в расчетах рассматривается совместное деформирование и изменение конфигурации конструктивных компонентов гидроцилиндра — а на эпюрах приводятся отдельные элементы (поршень, гильза, втулка) со скрытием других для более наглядного представления нагружения рассматриваемых объектов.

Взаимодействие элементов происходит по краевым и противоположным участкам поршня с зеркалом гидроцилиндра и втулки с цилиндрической поверхностью штока и гильзы (рисунок 2). При этом наблюдается явно выраженный максимум контактного взаимодействия; ярко выражена местная деформация стенки гильзы (точки T_4 , T_3).

Следовательно, при таком режиме нагружения, в случаях, когда поперечные нагрузки не меняют свое направление в процессе нагружения, одна сторона трущихся элементов гидроцилиндра перегружается, а другая – разгружается (не догружается).

По результатам расчета построены графические зависимости — поверхности максимальных напряжений поршня ($\sigma_{_{\rm I}}$) и направляющей втулки ($\sigma_{_{\rm B}}$) гидроцилиндра в месте контакта с гильзой (точки $T_{_{\rm I}}$, $T_{_{\rm 3}}$) в зависимости от сочетаний вертикальной нагрузки ($F_{_{\rm B}}$) и величины зазоров $Z_{_{\rm I}}$ и $Z_{_{\rm 2}}$ с учетом действия поперечных сил ($F_{_{\rm \Gamma I}}$ = const, $F_{_{\rm \Gamma 2}}$ = const) (рисунок 3). Характер полученных зависимостей близок к линейной закономерности.

При контактном взаимодействии элементов передача давлений происходит по весьма малым площадкам. Вследствие появления и увеличения зазоров контактных пар площадь взаимодействия уменьшается, увеличивается

угловой перекос элементов, возникает эксцентричность приложения осевой нагрузки. Это приводит к повышению радиальных нагрузок в сопряжениях «поршень — гильза» и «направляющая втулка — шток». Следовательно, повышаются действующие напряжения и деформации в областях контакта.

Из анализа полученных зависимостей (см. рисунок 3) следует, что для гидроцилиндра первого варианта контактирования: максимальные напряжения поршня при нагрузке на оголовок штока $F_{\text{BMAX}}, F_{\Gamma_1}, F_{\Gamma_2}$ при Z_1 = 0,3 мм увеличиваются на ≈ 22 %, а при Z_1 = 0,5 мм на ≈ 38 % по сравнению с Z₁ = 0 мм. Для гидроцилиндра второго варианта контактирования: максимальные напряжения направляющей втулки при нагрузке на оголовок штока $F_{\text{вмах}},\ F_{\Gamma 1},\ F_{\Gamma 2}$ при Z_2 = 0,3 мм увеличиваются на ≈ 42%, а при Z_2 = 0,5 мм на ≈ 53% по сравнению с $Z_2 = 0$. Таким образом, увеличение зазоров в сочленениях силового гидроцилиндра приводит к изменениям условий и характера взаимодействия между элементами, что способствует снижению надежности функционирования силовых гидроцилиндров.

Для обработки полученных численных экспериментальных данных используется полный факторный эксперимент (ПФЭ) типа 2^k , широко применяемый в научно-исследовательской деятельности анализа результатов натурных экспериментов [14, 15]. Проводимый ПФЭ с целью получения функций $\sigma_{n} = f(Z_{1}, F_{n}),$ $\sigma_{\scriptscriptstyle \parallel} = f(Z_{\scriptscriptstyle 2}, F_{\scriptscriptstyle \parallel})$ включает в себя следующие этапы: проверка воспроизводимости результатов численных экспериментов по критерию Кохрена (результаты воспроизводимы); построение математических моделей с расчетом коэффициентов уравнения регрессии; проверка адекватности математических моделей согласно критерию Фишера (модели адекватны); интерпретация уравнений регрессии.

Полученные уравнения регрессии для $\sigma_{\rm n}$ ($y_{\rm n}$) и для $\sigma_{\rm g}$ ($y_{\rm B}$) при $Z_{\rm 1}$ (мм), $Z_{\rm 2}$ (мм) и $F_{\rm B}$ (кН)

$$y_{II} = 38,3 - 11,8Z_1 + 0,237F_B + 0,237Z_1F_B \tag{1}$$

$$y_B = 20.7 + 39.2Z_2 + 0.256F_B + 0.247Z_2F_B$$
 (2)

⁴ Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М. : Наука, 1976. 280 с.

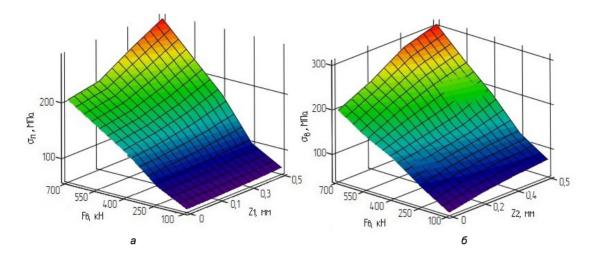


Рисунок 3 — Поверхности напряжений: а — поршня гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с гильзой в точке T_1 (0 \leq Z_1 << Z_2); 6 — втулки гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с гильзой в точке T_2 (0 \leq Z_2 << Z_3)

Figure 3 – Stress surfaces: a – hanging cylinder piston at the point of contact with the sleeve at T_1 ($0 \le Z_1 << Z_2$); 6 – hanging cylinder liners at the point of contact with the sleeve T_3 ($0 \le Z_2 << Z_3$)

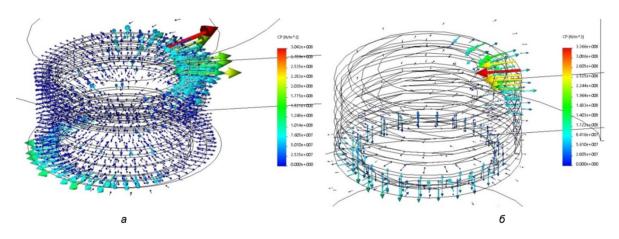


Рисунок 4— Эпюры вектора контактных напряжений сопряженных элементов гидроцилиндра: а— сопряжение «шток— направляющая втулка— гильза»; б— сопряжение «поршень— гильза»

Figure 4 – Plots of the vector of contact stresses of the hydraulic cylinder associated elements: a – pairing "rod – guide sleeve – sleeve"; 6 – conjugation "piston – sleeve"

На основании полученных уравнений регрессии можно сделать следующий вывод: наибольшее влияние оказывают факторы Z_1 и Z_2 (величина зазора), так как они имеют наибольший по абсолютной величине коэффициент. Однако это справедливо только при соблюдении размерности расчетов «мм – кН».

На рисунках 4, 5 представлены эпюры вектора контактных напряжений и результирующие горизонтальные силы контакта (R_{Γ}) трущихся поверхностей поршня и втул-

ки гидроцилиндров первого и второго варианта контактирования при следующем режиме нагружения: $F_{\rm BMAX}$, $F_{\Gamma 1}$, $F_{\Gamma 2}$, Z_1 = 0,5 мм, Z_2 =0,5 мм. Контакт краевых областей сопряженных элементов характеризуется наибольшим значением контактного давления; к середине контактные напряжения снижаются. Согласно полученным данным можно сделать вывод, что верхний бурт поршня (см.рисунок 5) более чем в два раза перегружается по сравнению с другими буртами: $R_{\Gamma 1}^{-1}$ = max, $R_{\Gamma 1}^{-2} \approx 44\% R_{\Gamma 1}^{-1}$,

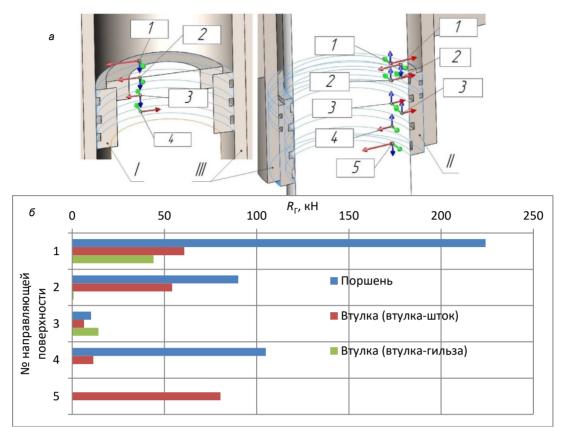


Рисунок 5 – Результаты расчета сил контакта контактирующих поверхностей элементов гидроцилиндра: а – векторы сил контакта; б – результирующая горизонтальная сила контакта (R_p); I – поршень; II – направляющая втулка; III – гильза; 1, 2, 3, 4, 5 – номера (№) поверхностей

Figure 5 – Calculation results of the contact forces of the contacting surfaces of the hydraulic cylinder elements: a – contact force vectors; 6 – resulting horizontal contact force (R_p); I – piston; II – guide sleeve; III – sleeve; 1, 2, 3, 4, 5 – numbers (N_2) of surfaces

 $R_{{\rm \Gamma}{\rm I}}^3 \approx 5\% R_{{\rm \Gamma}{\rm I}}^1, \ R_{{\rm \Gamma}{\rm I}}^4 \approx 43\% R_{{\rm \Gamma}{\rm I}}^1, \ {\rm B}\ {
m To}\ {
m время}\ {
m как}\ {
m краевые}\ {
m направляющие}\ {
m поверхности}\ {
m втулки}\ ({
m cм.рисунок}\ 5)\ {
m подвержены}\ {
m более}\ {
m pass}\ {
m home}\ {$

При этом соотношение $R_{\rm III}^{1-3}$, $R_{\rm IB}^{1-5}$ остается схожим при различных значениях зазоров Z_1 и Z_2 , а результирующие горизонтальные силы контакта для каждой трущейся поверхности имеют свое направление (см. рисунок 5). Таким образом, контактирующие поверхности элементов гидроцилиндра в процессе эксплуатации нагружены неравномерно как по величине, так и по направлению.

На рисунке 6 приведены результирующие горизонтальные силы контакта (R_{Γ}) направляющих поясков поршня гидроцилиндра первого варианта контактирования в зависимости от нагружения: $H_1 - F_{\text{ВМАХ}}, F_{\Gamma 1}, F_{\Gamma 2}, Z_1; H_2 - F_{\text{ВМАХ}}, Z_1; H_3 - F_{\text{ВМАХ}}.$ Наибольшему, существенному нагружению подвержен первый поясок. Полученная диаграмма (рисунок 6, б) позволяет оценить значимость влияния рассматриваемого фактора нагружения на величину R_{Γ} пояска в зависимости от пространственного положения опорно-направляющего кольца. Например, для первого пояска: $R_{\Gamma H 1} > R_{\Gamma H 3}$ на $\approx 40\%$; для второго: $R_{\Gamma H 1} > R_{\Gamma H 3}$ на $\approx 55\%$; для третьего: $R_{\Gamma H 1} > R_{\Gamma H 3}$ на $\approx 70\%$.

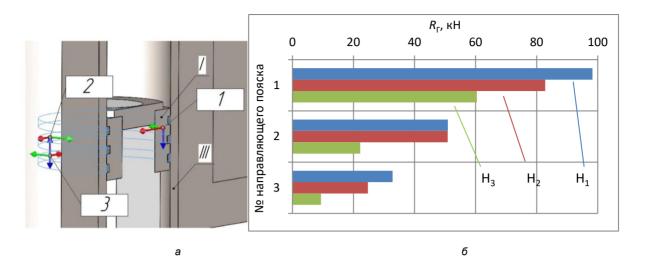


Рисунок 6 — Результаты расчета сил контакта направляющих поясков поршня: а — векторы сил контакта в результате нагружения Н,; б — сравнение результирующих горизонтальных сил контакта (R,) направляющих поясков поршня в зависимости от нагружения; I — поршень; III — гильза; 1, 2, 3 — номера (№) направляющих поясков

Figure 6 – Results of calculating the contact forces of the piston guide belts: a - contact force vectors as a result of loading H; 6 - comparison of the resulting horizontal contact forces (R_p) of the piston guide belts depending on loading; I - piston; III - sleeve; 1, 2, 3 – numbers (Nº) of guide belts

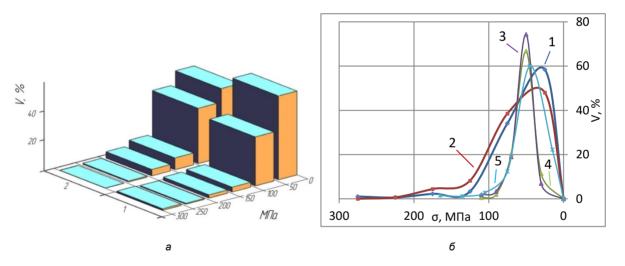


Рисунок 7 — Распределение напряжения по объему элементов: а — гистограммы; б — аппроксимирующие кривые. Первый вариант контактирования: 1 — поршень; 4 — шток; 5 — поршень, нагрузка только F_{вмах}-Второй вариант контактирования: 2 — направляющая втулка; 3 — шток

Figure 7 – Voltage distribution over the volume of elements: a-histograms; 6-approximating curves. The first contacting option: $1-piston; 4-stock; 5-piston, load only F_{BMAX}$. The second contact option: 2-guide sleeve; 3-stock

На рисунке 7 приведены графические представления (гистограммы и аппроксимирующие кривые) распределения напряжения по объему поршня, направляющей втулки и штоков в процессе нагружения гидроцилин-

дров. Согласно полученным результатам можно сделать вывод, что распределение напряжения по объему конструктивных элементов опорного гидроцилиндра характеризуется явной неравномерностью, которая связана

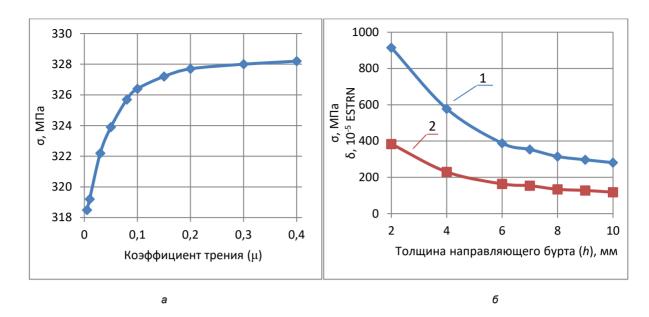


Рисунок 8 — Результаты расчета первого бурта поршня: а — изменение напряжения поршня в точке контакта с гильзой; б — изменение напряжений (1) и деформации (2) направляющего бурта поршня

Figure 8 – Calculation results of the first piston shoulder: a – change in piston voltage at the point of contact with the sleeve; δ – change in stresses (1) and deformation (2) of the piston guide shoulder

с механическими свойствами материалов, геометрическими параметрами, условиями нагружения и контакта объектов. При возрастании зазоров контактных пар происходит перераспределение полей напряжений, сопровождающееся увеличением максимальных контактных давлений.

Полученные гистограммы и аппроксимирующие кривые (см. рисунок 7) можно характеризовать как плотность распределения напряжений по элементам. В рассматриваемых случаях максимальным напряжениям (если рассматривать диапазон напряжений [0,8 $\sigma_{\text{мах}}$; $\sigma_{\text{мах}}$]) подвержены до 1,5% объема (V) элементов. Согласно результатам расчета $\approx 58\%$ объема поршня находится под действием $\sigma = 0 - 50$ МПа, а $\approx 34\%$ объема поршня находится под действием $\sigma = 50 - 100$ МПа (см. рисунок 7).

В случае действия только вертикальной нагрузки распределение напряжения по элементам гидроцилиндра носит более равномерный характер — это можно проследить, например, по распределению напряжений по объему поршня гидроцилиндра, нагруженного только продольной силой (см. рисунок 7).

Зависимость максимальных напряжений (σ) и деформаций (δ) первого бурта поршня (см. рисунки 4, 5) от значения его толщины (h)

представлена на рисунке 8, б. Уменьшение толщины бурта характеризуется существенным увеличением напряжений и деформаций. Так, например, для рассматриваемого случая при уменьшении параметра *h* с 10 мм до 7 мм действующие напряжения увеличиваются на ≈ 26%, а до 4 мм − на ≈ 106%; наблюдается криволинейность, которая близка к экспоненциальной, в характере изменений напряжений и деформации это указывает на превышение действующих напряжений предела текучести конструкционного материала, в случае чего возникают пластические деформации верхних слоев буртов поршня.

В результате исследования установлено, что при увеличении коэффициента трения контактной пары «поршень — гильза» (μ) с 0,005 до 0,4 действующие напряжения поршня (первый направляющий бурт (см.рисунки 4, 5)) возросли на $\approx 3\%$ (рисунок 8, а).

На рисунке 9 представлены эпюры напряжений некоторых элементов (гильза, поршень, направляющая втулка) гидроцилиндра третьего варианта контактирования $(Z_1 = Z_2)$ или $Z_1 \approx Z_2$). Контакт возникает одновременно по краевым и противоположным относительно друг друга участкам поршня с зеркалом гидроцилиндра и втулки с цилиндрической поверхностью штока (точки T_5 , T_6).

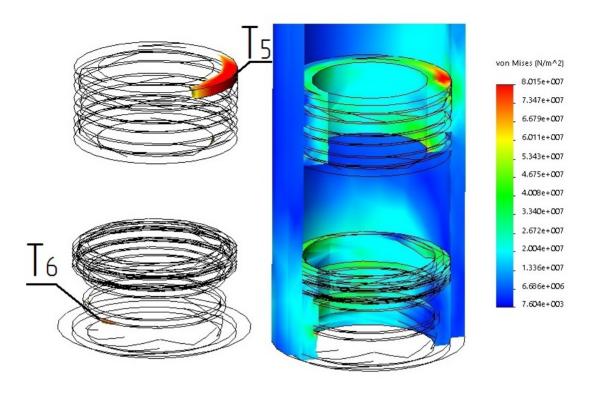


Рисунок 9 — Эпюры напряжений гидроцилиндра третьего варианта контактирования *шток и другие элементы — скрыты или прозрачны

Figure 9 – Diagrams of stresses of the hydraulic cylinder of the third contact option *stock and other elements – hidden or transparent

Для гидроцилиндра третьего варианта контактирования получены результаты, аналогичные представленным для гидроцилиндра первого и второго варианта контактирования (эпюры вектора контактных напряжений, результирующие горизонтальные силы контакта направляющих поверхностей поршня и втулки и др.).

Изгиб (деформация) штока гидроцилиндра в пространстве возникает в связи с действием поперечных и приложенных с эксцентриситетом продольных нагрузок, создающих изгибающий момент, приложенный к оголовку штока. Деформация штока увеличивается в связи с: перекосом поршня в случае смятия его направляющих и деформации стенок гильзы; деформацией направляющих поверхностей втулки. Зазоры же сочлененных элементов гидроцилиндра приводят к существенному росту несоосности вертикальной оси корпуса гидроцилиндра и продольной оси штока, что вызывает значительное снижение устойчивости гидроцилиндра.

В процессе работы грузоподъемного крана его выносные опорные элементы подвергаются действию переменных нагрузок в зависимости от азимутального положения стрелового оборудования с грузом и от совокупности внешних силовых факторов, таких как неравномерная просадка опорной площадки (например грунтовой) под опорами, высокие инерционные нагрузки и др. [16, 17]. Таким образом, выносные опоры грузоподъемной машины в процессе вращения стрелового оборудования подвержены действию следующих усилий: продольных, которые можно характеризовать как переменные по величине и постоянные по направлению, периодические; поперечных переменные по величине и направлению, периодические.

Для описанных выше режимов нагружения (см. рисунки 2–9), в случаях действия поперечных нагрузок, меняющих свое направление во времени на противоположные, зоны контакта в соответствии с направлением сил диаметрально изменяются. Следовательно,

элементы гидроцилиндра в этом случае подвергаются циклическому режиму нагружения, который вызывает в отдельных точках трущихся тел переменные контактные напряжения. В случаях же наличия зазоров сопряженных элементов ситуация усугубляется в связи с повышением значения контактных напряжений.

Таким образом, зазоры сочленений ускоряют процесс накопления повреждений элементов гидроцилиндра под действием контактных напряжений, которые приводят к постепенному износу их поверхностей (задиры, царапины, сколы и пр.), уменьшая при этом срок службы гидродвигателя возвратно-поступательного движения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа взаимодействия сопряженных элементов в зависимости от величины зазоров контактных пар опорного силового гидроцилиндра грузоподъемного крана в трехмерной постановке:

- определено НДС конструктивных элементов гидроцилиндра вывешивания в зависимости от геометрических параметров (вариант контактирования сочлененных элементов) и сочетания действующих нагрузок;
- приведены зависимости напряжений контактных зон от величины зазоров и продольной сжимающей нагрузки с учетом действия поперечных сил;
- определены участки максимального нагружения элементов силового гидроцилиндра, рассмотрен процесс формирования контактных зон:
- получены распределения напряжения по объему элементов гидроцилиндра;
- определены силы контакта трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра;
- установлено, что увеличение величины зазоров повышает максимальные действующие напряжений элементов сопряжений гидроцилиндра, увеличивает интенсивность изнашивания, способствуя появлению пластических деформации в зонах контакта и повышению интенсивности воздействия тепловых процессов, что неизбежно влечет за собой снижение надёжности работы гидродвигателя возвратно-поступательного движения.

В численных расчетах учтено совместное деформирование следующих конструктивных компонентов гидроцилиндра: поршень, гильза, шток, направляющая втулка, опорно-направляющие кольца.

Результаты проведенного исследования, изложенные в текущей работе, могут быть

использованы для исследования всех типов силовых гидроцилиндров исполнительных органов дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин и оборудования при условии определения параметров численного моделирования, соответствующих рассматриваемым условиям эксплуатации и режимам нагружения конкретного типа техники. В частности, полученные данные могут применяться для определения геометрических форм контактирующих поверхностей и зазоров сопряжений, не приводящих к недопустимым предельным деформациям контактирующих тел (узлов трения) и обеспечивающих надежную работу гидроцилиндра в процессе функционирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. О критериях работоспособности и надёжности гидроцилиндров // Системы. Методы. Технологии. 2012. № 1 (13). С. 38—44
- 2. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Д. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2 (2). С. 24–28.
- 3. Kurowski P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017. 600 p.
- 4. Shih R. Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017. 500 p.
- 5. Ледяев А.П., Быков В.П., Ватулин Я.С., Мигров А.А. Автоматизация исследовательского проектирования // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. № 2 (39). С. 165–169.
- 6. Steinhauser M. O. Computer Simulation in Physics and Engineering, de Gruyter, 2012. 509 p.
- 7. Kovacevic D. Budaka I. Antic A. Nagode A. Kosec B. FEM modeling and analysis in prevention of the waterway dredgers crane serviceability failure // Engineering Failure Analysis. 2013. Vol. 28. P. 328–339.
- 8. Solazzi L. Feasibility study of hydraulic cylinder subject to high pressure made of aluminum alloy and composite material // Composite Structures. 2019. Vol. 209. P. 739–746.
- 9. Tomski L., Uzny S., A hydraulic cylinder subjected to Euler's load in aspect of the stability and free vibrations taking into account discrete elastic elements // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2011. Vol. 11 (3). P. 769–785.
- 10. Narvydas E. Buckling strength of hydraulic cylinders-an engineering approach and finite element analysis // Mechanika. 2016. Vol. 22 (6). P. 474–477.
- 11. Bednarek T., Sosnowski W. Practical fatigue analysis of hydraulic cylinders Part II, damage mechanics approach // International Journal of Fatigue. 2010. Vol. 32 (10). P. 1591–1599
- 12. Лагерев А.В. Оценка риска при эксплуатации самоходных грузоподъемных кранов стрелового

типа в условиях недостаточной информации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 2. С. 203–220.

- 13. Collins J. A. Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention. John Wiley & Sons, New York, 1993. 654 p.
- 14. Конев В.В., Закирзаков Г.Г., Мерданов Ш.М., Бородин Д.М. Планирование эксперимента по тепловой подготовке гидродвигателя строительно-дорожных машин // Научно-технический вестник Поволжья. 2016. № 6. С. 59–61.
- 15. Хамидуллина Д.А., Мухтаров Я.С., Кондрашева С.Г. Регрессионный анализ опытных данных при исследовании работы винтовых конвейеров // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. № 6. С. 140–143.
- 16. Потахов Е.А., Ватулин Я.С. Разработка математических моделей движения телескопического стрелового оборудования грузоподъемного крана // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2019. № 1 (56). С. 54–62.
- 17. Ватулин Я. С., Потахов Д. А. Моделирование взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с грунтовой опорной поверхностью // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. Т. 16. № 1 (58). С. 59–67.

REFERENCES

- 1. Kobzov D.Ju., Eresko S.P. O kriterijah rabotosposobnosti i nadjozhnosti gidrocilindrov [On the criteria of operability and reliability of hydraulic cylinders]. *Sistemy. Metody. Tehnologii.* 2012; 1 (13): 38–44 (in Russian).
- 2. Kobzov D.Ju., Kobzov A.Ju., Lhanag D. Nesushhaja sposobnost' i resurs gidrocilindrov mashin [Bearing capacity and resource of hydraulic cylinders of machines]. *Sistemy. Metody. Tehnologii.* 2009; 2 (2): 24–28 (in Russian).
- 3. Kurowski P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017: 600.
- 4. Shih R. Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation 2017, SDC Publications, 2017: 500.
- 5. Ledyaev A.P., Bykov V.P., Vatulin Ya.S., Migrov A.A. Avtomatizacija issledovatel'skogo proektirovanija [Automation of research design]. *Izvestija Peterburgskogo universiteta putej soobshhenija*. 2014; 2 (39):165–169 (in Russian).
- Steinhauser M. O. Computer Simulation in Physics and Engineering, de Gruyter, 2012:509.
- 7. Kovacevic D. Budaka I. Antic A. Nagode A. Kosec B. FEM modeling and analysis in prevention of the waterway dredgers crane serviceability failure. *Engineering Failure Analysis*. 2013; 28: 328–339.
- 8. Solazzi L. Feasibility study of hydraulic cylinder subject to high pressure made of aluminum alloy and composite material. *Composite Structures*. 2019; 209: 739 746.
- 9. Tomski L., Uzny S., A hydraulic cylinder finally to Euler's load in aspect of the stability and free vibrations

- taking into account discrete elastic elements. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2011; 11 (3): 769–785
- 10. Narvydas E. Buckling strength of hydraulic cylinders-an engineering approach and finite element analysis. *Mechanika*. 2016; 22 (6): 474–477.
- 11. Bednarek T., Sosnowski W. Practical fatigue analysis of hydraulic cylinders Part II, damage mechanics approach. *International Journal of Fatigue*. 2010; 32 (10):1591–1599.
- 12. Lageryov A.V. Risk assessment during the operation of self-propelled jib cranes in conditions of insufficient information. *Scientific and Technical Bulletin of the Bryansk State University*. 2017; 2: 203–220 (in Pussian)
- 13. Collins J. A. Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention. John Wiley & Sons, New York, 1993: 654.
- 14. Konev V.V., Zakirzakov G.G., Merdanov Sh.M., Borodin D.M. Planirovanie jeksperimenta po teplovoj podgotovke gidrodvigatelja stroitel'no-dorozhnyh mashin [Planning an experiment on thermal preparation of the hydraulic motor of road construction machinery]. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Povolzh'ja*. 2016; 6: 59–61 (in Russian).
- 15. Hamidullina D.A., Muhtarov Ja.S., Kondrasheva S.G. Regressionnyj analiz opytnyh dannyh pri issledovanii raboty vintovyh konvejerov [Regression analysis of experimental data in the study of screw conveyors]. *Vestnik Kazanskogo tehnologicheskogo universiteta*. 2013; T. 16. № 6: 140–143. (in Russian).
- 16. Potahov E.A., Vatulin Ja.S. Razrabotka matematicheskih modelej dvizhenija teleskopicheskogo strelovogo oborudovanija gruzopod'emnogo krana. [Development of mathematical models for the movement of telescopic boom equipment for a crane]. Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta (MADI). 2019; 1 (56): 54–62 (in Russian).
- 17. Vatulin Ja. S., Potahov D. A. Modelirovanie vzaimodejstvija jelementov opornogo kontura zheleznodorozhnogo gruzopod'emnogo krana s gruntovoj opornoj poverhnost'ju [Modeling the interaction of the elements of the support contour of a railway crane with a ground support surface]. *Izvestija Peterburgskogo universiteta putej soobshhenija*. 2019;T. 16. № 1 (58); 59–67 (in Russian).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Потахов Денис Александрович — аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые и строительные машины», ФГБОУ ВО ПГУПС, ORCID 0000-0002-3737-6860 (190031,г. Санкт-Петербург, Московский пр., 9, e-mail: potakhovd@mail.ru).

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Denis A. Potakhov – Postgraduate Student, Department of Lifting and Transport, Track and Construction Machinery, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, ORCID 0000-0002-3737-6860 (190031, St. Petersburg, 9, Moskovskiy Ave., e-mail: potakhovd@mail.ru).