

На правах рукописи



A handwritten signature in black ink, appearing to be 'О.В. Белянкина', written over the bottom right corner of the barcode area.

Белянкина Ольга Владимировна

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ЗАДЕЛКИ ГИДРОСТОЙКИ
МЕХАНИЗИРОВАННОЙ КРЕПИ**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 2009

Работа выполнена в ГОУ ВПО Московский государственный горный
университет
на кафедре «Технология машиностроения и ремонт горных машин»

Научный руководитель кандидат технических наук, профессор
Набатников Юрий Федорович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Балабышко Александр Михайлович

кандидат технических наук,
Григорьев Сергей Михайлович

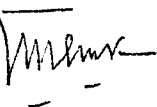
Ведущая организация -- ОАО «Объединенные машиностроительные
технологии» (г. Москва)

Защита диссертации состоится «19» ноября 2009 года в 12.00 часов в
ауд. Д250 на заседании диссертационного совета Д212.128.09 при
Московском государственном горном университете (МГГУ) по адресу:
119991, Москва, Ленинский проспект, д. 6.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского
государственного горного университета.

Автореферат разослан «19» октября 2009 года.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук,
профессор



Шешко Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В состав современных механизированных комплексов для добычи угля входит значительное количество гидростоек (стоек). К стойкам как опорным элементам, создающим сопротивление опусканию кровли, предъявляются жесткие технические требования как по качеству их изготовления, так и по надежности эксплуатации.

Стойка находится в сложном деформированном состоянии, подвергаясь внецентровому сжатию, поперечному и продольному изгибу.

Внутренняя поверхность гидроцилиндра и грундбуксы, а также наружные поверхности штока и поршня являются рабочими, и их состояние оказывает решающее влияние на ресурс и работоспособность стойки. Из анализа повреждений деталей гидростоек следует, что деформации составляют около 36% от общего объема повреждений, около 20% приходится на износ, а около 28% повреждений составляют задиры и риски.

Основные причины повреждений — конструкционные и технологические. В первом случае конструктивные параметры не обеспечивают требуемой прочности и элементы гидростоек деформируются и разрушаются под действием внешних нагрузок, а во втором — технологические процессы изготовления деталей не обеспечивают требуемой износостойкости рабочих поверхностей.

Из-за наличия зазоров в соединениях и эксцентрично приложенной внешней нагрузки возникает перекося штока относительно цилиндра. Характер перекося зависит от конструктивных параметров заделки гидростойки и зазоров в соединениях, а также от деформаций поверхностей под действием нагрузок. В результате в местах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой возникают значительные контактные напряжения. В настоящее время отсутствуют эффективные методы оценки влияния конструктивных параметров заделки гидростойки

на ее напряженное состояние, в том числе в местах контакта рабочих поверхностей. Поэтому обоснование и выбор конструктивных параметров заделки гидростойки механизированной крепи являются актуальной научной задачей.

Целью работы является установление зависимостей конструктивных параметров заделки гидростойки от контактного взаимодействия рабочих поверхностей для их обоснования и выбора, что позволит повысить ресурс.

Идея работы. Конструктивные параметры заделки гидростойки выбираются и обосновываются по напряжениям, возникающим от контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой.

Научные положения, разработанные лично соискателем, и новизна:

- зависимости напряженного состояния гидростойки механизированной крепи от величины базы заделки отличаются тем, что они учитывают контакт поршня с цилиндром и штока с грундбуксой;
- зависимости контактных напряжений от величины зазоров в соединениях рабочих поверхностей заделки гидростойки механизированной крепи, учитывающие перекос штока относительно цилиндра;
- взаимосвязь параметров соединений и сборки, особенность которой состоит в том, что она обеспечивает зазоры в соединениях гидростойки механизированной крепи по 8-му качеству при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по 10-11.

Обоснованность и достоверность результатов исследований подтверждаются представительным объемом данных по серийно выпускаемым гидростойкам механизированных крепей. Расхождение расчетных параметров заделки со значениями, принятыми в практике конструирования гидростоек, не превышает 10%.

Научное значение работы заключается в установлении зависимостей контактных напряжений, возникающих из-за перекоса штока относительно цилиндра, от конструктивных параметров заделки гидростойки, что является уточнением теории расчета гидростоек на прочность.

Практическое значение работы состоит в разработке рекомендаций по обоснованию и выбору конструктивных параметров заделки гидростойки с учетом контактного взаимодействия рабочих поверхностей и зазоров в соединениях и методических указаний по назначению посадок в соединениях гидростоек, чтобы на стадии конструирования обеспечить наименьшие контактные напряжения.

Реализация результатов работы.

Рекомендации по обоснованию и выбору конструктивных параметров заделки гидростойки с учетом контактного взаимодействия рабочих поверхностей и зазоров в соединениях приняты для использования в ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» при проектировании гидростоек механизированных крепей.

Методические указания по назначению посадок в соединениях гидростоек при конструировании используются в учебном процессе в МГТУ при подготовке студентов по специальностям 151001 «Технология машиностроения» и 150402 «Горные машины и оборудование».

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены на международных научно-технических конференциях «Неделя горняка – 2008» в МГТУ, «Производство. Технология. Экология. – 2008» в МГТУ «СТАНКИН», «Трибология – машиностроению – 2008» в Институте машиноведения РАН.

Публикации. По теме диссертации опубликовано шесть статей.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения, содержит 40 рисунков, 12 таблиц, список использованной литературы из 75 наименований.

Основное содержание работы

Вопросам проектирования, изготовления и эксплуатации механизированных крепей посвящены работы выдающихся отечественных ученых: А.М. Балабышко, С.М. Григорьева, В.Н. Гетопанова, В.Н. Дмитриева, В.Ф. Еленкина, В.Н. Ефимова, Л.И. Кантовича, Е.М. Кривенко, Н.Г. Картавого, Б.И. Когана, Ю.Д. Красникова, В.И. Морозова, Б.К. Мышляева, М.С. Островского, И.Л. Пастоева, Р.Ю. Подэрни, Ю.Ф. Пономаренко, Я.М. Радкевича, Г.С. Рахутина, В.М. Рачека, В.И. Солода, Г.И. Солода, В.В. Старичнева, А.В. Топчиева, В.Н. Хорина, Ю.Л. Шахмейстера и др.

В этих работах решаются основные задачи по обоснованию и выбору конструктивных параметров оборудования, входящего в состав современных механизированных комплексов по добыче угля. Однако некоторые вопросы требуют более детального рассмотрения. Так, выбор и обоснование конструктивных параметров стойки механизированной крепи производят на основе отраслевого стандарта, предусматривающего расчеты конструкции на устойчивость и статическую прочность. Основные расчетные схемы стоек в соответствии с отраслевым стандартом представлены на рис. 1.

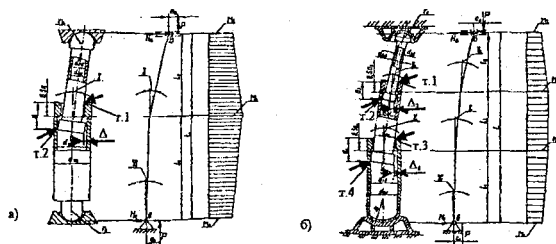


Рис.1. Основные расчетные схемы гидростоек:
а - стойка односторонней раздвижности, б - стойка двусторонней раздвижности;
т.т. 1, 2, 3, 4 - места контакта рабочих поверхностей;
 $\Delta, \Delta_1, \Delta_2$ - конструктивные зазоры в соединениях рабочих поверхностей;
 $\gamma, \gamma_1, \gamma_2$ - угол перегиба штока относительно цилиндра

Необходимо отметить, что расчеты проводят для случая, когда штоки стойки полностью выдвинуты, что соответствует наиболее

нагруженному состоянию, а изгибающий момент воспринимается грундбуксой и гидроцилиндром.

В то же время из-за перекоса штока относительно цилиндра в местах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой возникают значительные контактные напряжения и деформации, которые, на наш взгляд, должны учитываться при выборе и обосновании конструктивных параметров стойки. Попытка аналитического решения этой задачи была предпринята в Тульском политехническом институте. Численные расчеты, выполненные по методике этого института показали, что увеличение угла перекоса штока относительно цилиндра в несколько десятков раз приводит к увеличению величины деформации в месте контакта поверхностей всего на 5%, что лежит в пределах погрешности подобного рода расчетов. С другой стороны, очевидно, что от этого параметра зависят площадь контакта поверхностей и напряженное состояние стойки. Кроме того, задача определения минимальной базы заделки (параметр «а», рис.1) по этой методике не может быть решена, т.к. необходимо решить систему из трех уравнений, а неизвестных четыре.

Поэтому оценку напряженного состояния стойки в зависимости от ее конструктивных параметров, действующих нагрузок и величины зазоров в соединениях предложено проводить с использованием метода конечных элементов. Для достижения поставленной цели были поставлены и решены следующие основные задачи:

1. Выбраны и адаптированы программные средства для реализации метода конечных элементов на ЭВМ.
2. Разработано информационное обеспечение для оценки напряженного состояния стойки методом конечных элементов.
3. Определены зависимости влияния конструктивных параметров на напряженное состояние стойки.

4. Определена зависимость влияния зазоров в соединениях рабочих поверхностей деталей стойки на ее напряженное состояние.
5. Определены зависимости напряженного состояния стойки от величины внешних нагрузок.
6. Исследованы условия контактного взаимодействия деталей стойки (давление поршня на цилиндр и штока на грундбуксу, вид и площадь контактных площадок).

Для моделирования напряженного состояния стойки был использован программный комплекс «SolidWorks-COSMOSWorks». Предварительно была разработана технология создания твердотельной модели стойки и проведена настройка конечно-элементного комплекса в соответствии с действующими на стойку нагрузками. Основные конструктивные параметры, включенные в модель (рис.2): наружный (D_n) и внутренний (d_n) диаметры цилиндра, диаметр поршня (d_p), диаметр штока ($d_{шт}$), наружный ($D_{гр}$) и внутренний ($d_{гр}$) диаметры грундбуксы, длина цилиндра (l_n), длина штока ($l_{шт}$) и поршня (l_p), длина грундбуксы ($l_{гр}$), радиусы опорных элементов (r_o), зазоры в соединениях “цилиндр-поршень” и “грундбукса-шток” (a), осевой зазор между грундбуксой и поршнем (h).

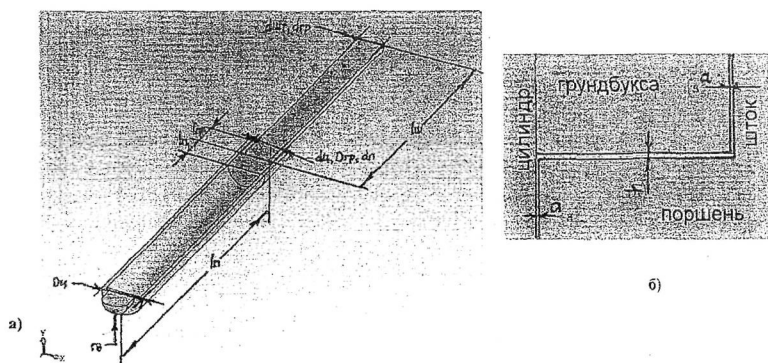


Рис. 2. Основные конструктивные параметры стойки:
а – конструктивные параметры, включенные в модель,
б – зазоры в соединениях “цилиндр-поршень”, “грундбукса-шток”

Исходные данные для расчета твердотельной модели стойки: рабочее расчетное сопротивление стойки (P), эксцентриситет приложения нагрузки на опорах стойки (e_0), давление рабочей жидкости (Q), ограничения на перемещения опор. При этом давление рабочей жидкости действует на стенку цилиндра, торцевую плоскость поршня и дно внутри цилиндра.

Ограничения на перемещения верхней опоры не накладываются, а для нижней опоры запрещены перемещения по всем осям и вращение вокруг них. Сверху на шток действует эксцентрично приложенная нагрузка (P), равная расчетному рабочему сопротивлению стойки. Эксцентриситет приложения нагрузки возникает из-за трения в опорах, зависит от их конструкции и рассчитывается в соответствии с отраслевым стандартом.

Физико-механические характеристики материалов элементов стойки, соответствовали перечню, представленному на рис. 3.

Свойство	Описание	Значение	Единицы измерения
EK	Модуль упругости	2039432.4	kgf/cm ²
NUXY	Коэффициент Пуассона	0.28	NA
GXY	Модуль сдвига	785181.48	kgf/cm ²
DENS	Массовая плотность	0.0078	kg/cm ³
SIGXT	Предел прочности при рас	4217.6787	kgf/cm ²
SIGXC	Предел прочности при сж		kgf/cm ²
SIGYLD	Предел текучести	1757.3686	kgf/cm ²
ALPX	Коэффициент теплового р	1.1e-005	/Centigrade
KX	Теплопроводность	0.043002	Cal/(cm.s.C)
C	Удельная теплоемкость	109.94264	Cal/(kg.C)

Рис. 3. Физико-механические характеристики материала элементов стойки

При моделировании напряженного состояния стойки было обеспечено ее статическое равновесие согласно известным уравнениям теоретической механики. На основе результатов моделирования напряженного состояния стойки на ЭВМ определяются:

- вид деформированной стойки по сравнению с исходным состоянием (рис. 4). Помимо выявления деформированного состояния стойки в целом, система фиксирует распределение напряжений в элементах, выделяя их интенсивность соответствующей окраской. Это позволяет определить наиболее нагруженные участки стойки;
- области контактного взаимодействия поршня с цилиндром, штока с грядбуксой (рис. 5) и распределение напряжений по кромкам контактирующих элементов (рис. 6);
- количественные значения силовых параметров, напряжений, деформаций и перемещений, средние, минимальные и максимальные значения расчетных параметров на интересующей пользователя поверхности. Доступны значения требуемого параметра в любом узле стойки в соответствии с сеткой разбиения на конечные элементы.

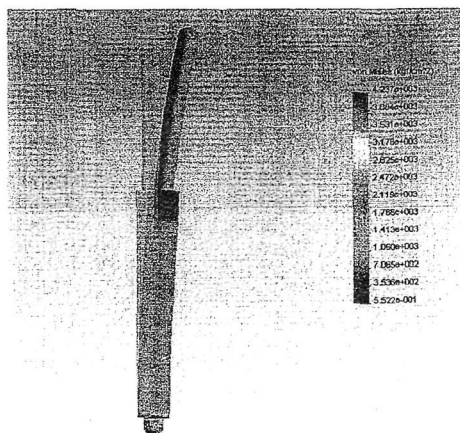


Рис.4. Деформированное состояние стойки

Необходимо отметить, что точность результатов расчетов и продолжительность вычислений существенным образом зависят от масштаба построения сетки, на которую разбивается модель для последующего расчета. Масштаб сетки мы считали установленным и

обеспечивающим требуемую точность, если при дальнейшем увеличении частоты сетки результаты расчетов практически не изменялись (менее 1%).

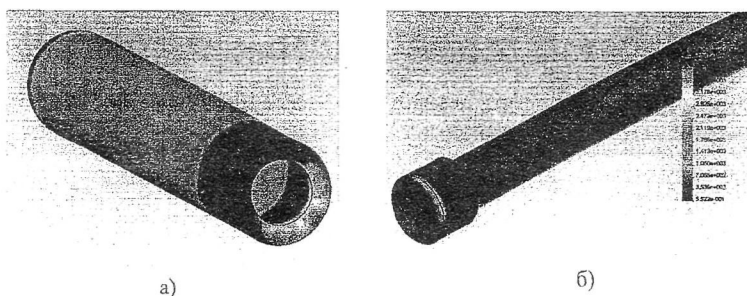


Рис.5. Области контактного взаимодействия элементов стойки:

а – контакт грундбоксы со штоком;

б – контакт цилиндра с поршнем

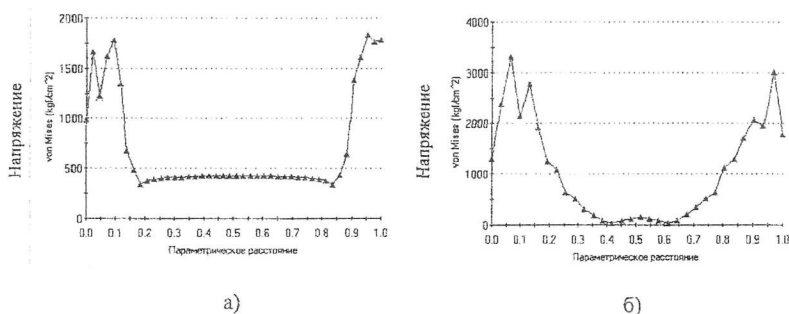


Рис.6. Распределение напряжений по кромкам:

а - эпюра распределения напряжений по кромке грундбоксы;

б – эпюра распределения напряжений по кромке поршня

Для выявления зависимостей напряжений в элементах стойки от конструктивных параметров было проведено моделирование на ЭВМ напряженных состояний с использованием программного комплекса “SolidWorks-COSMOSWorks” по следующему алгоритму:

- фиксировался параметр, влияние которого на напряженное состояние стойки необходимо было выявить (Π_i);

- определялся диапазон изменения зафиксированного параметра (Π_{\min} – Π_{\max});
- на ЭВМ строилась модель стойки, включающая все конструктивные параметры. Значение зафиксированного параметра на первом шаге моделирования ($n=1$) принималось $\Pi_1 = \Pi_{\min}$;
- на ЭВМ моделировалось напряженное состояние стойки, определялись наиболее нагруженные элементы и величина напряжений;
- зафиксированный параметр изменялся на величину (Δ) $\Pi_n = \Pi_{\min} + \Delta \cdot (n-1)$. Значения всех остальных конструктивных параметров оставались неизменными;
- моделирование продолжалось до тех пор, пока значение зафиксированного параметра не становилось больше Π_{\max} ;
- по значениям напряжений в элементах стойки строилась их зависимость от величины зафиксированного параметра (Π_i).

Моделирование проводилось для стойки, представленной на рис. 8.

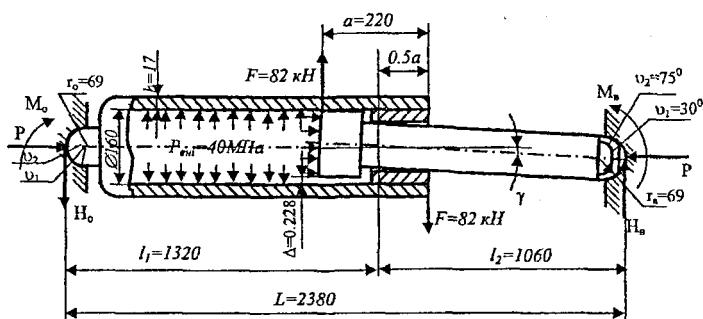


Рис. 8. Схема нагружения стойки

Анализ результатов моделирования напряженного состояния позволил установить зависимости контактных напряжений от конструктивных параметров стойки, по которым можно проводить их обоснование и выбор. Рассмотрим эти зависимости более подробно.

Зависимость напряженного состояния стойки от зазоров в соединениях рабочих поверхностей. Соединения рабочих поверхностей цилиндра с поршнем и грундбоксы с цилиндром обычно выполняют по посадкам с зазором вида H9/f9. Соотношения величин зазоров в этих соединениях, с одной стороны, определяют условия контакта по сопрягаемым поверхностям, а с другой – угол перекоса штока относительно цилиндра. В работах кафедры ТМР МГТУ было показано, что угол перекоса штока относительно цилиндра оказывает незначительное влияние на величину изгибающего момента в заделке стойки, а следовательно, и на силы, прижимающие поршень к внутренней поверхности цилиндра и шток к внутренней поверхности грундбоксы. Так, при увеличении угла перекоса в два раза изгибающий момент увеличивается всего лишь на 3%. Поэтому влиянием этого фактора можно пренебречь. С другой стороны, от угла перекоса будут зависеть условия контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой и, следовательно, контактные напряжения и деформации поверхностей. Для количественной оценки влияния этого фактора на напряженное состояние стойки проведено моделирование на ЭВМ. При этом зазоры в соединениях изменялись от $\Delta_{\min}=0,05$ мм до $\Delta_{\max}=1,0$ мм с шагом $\Delta_{\Delta}=0,05$ мм. Все другие конструктивные параметры стойки оставались неизменными. Как и предполагалось, изгибающий момент, действующий на заделку, практически не изменяется при увеличении зазоров в соединениях. Поэтому величины напряжений и деформаций зависят от площади контакта поверхностей, что и подтвердили результаты моделирования. Так, площадь контакта поршня с цилиндром при зазоре в этом соединении, равном $\Delta_{\Delta}=0,05$ мм (рис. 9, б), примерно в два раза больше, чем при зазоре $\Delta_{\Delta}=1,0$ мм (рис. 10, б). Это различие можно наблюдать визуально из сравнения областей напряженных состояний на поршне. Аналогичные

закономерности наблюдаются при контакте штока с грундбуксой (рис. 9, а и рис. 10, а).

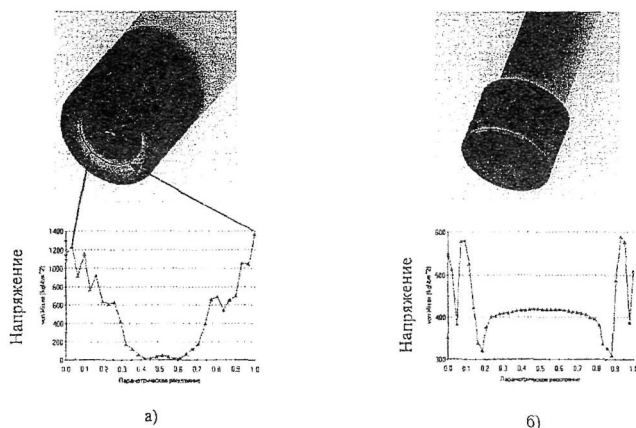


Рис. 9. Область напряженного состояние на грундбуксе (а) и поршне (б) при зазоре между рабочими поверхностями $\Delta_{\text{ш}} = \Delta_{\text{ш}} = 0,05 \text{ мм}$

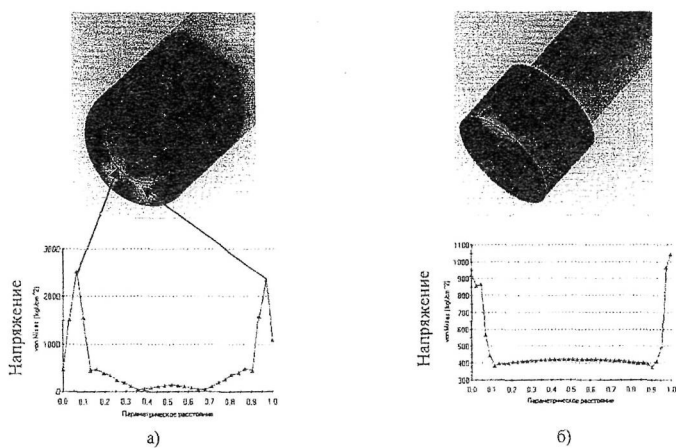


Рис. 10. Область напряженного состояния на грундбуксе (а) и поршне (б) при зазоре между рабочими поверхностями $\Delta_{\text{ш}} = \Delta_{\text{ш}} = 1,0 \text{ мм}$

Зависимости средних напряжений в зонах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой от величины зазоров в этих соединениях представлены на рис. 11.

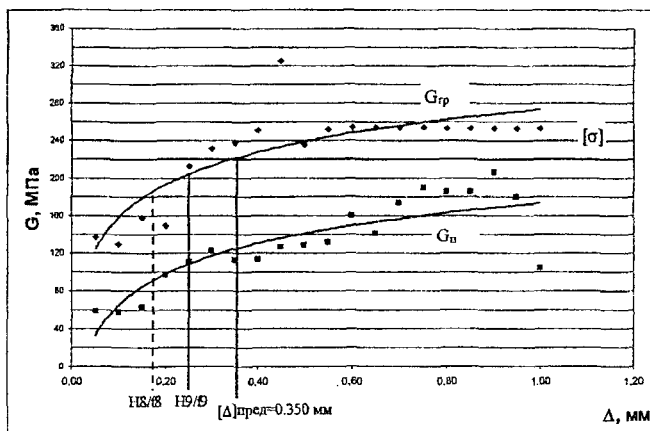


Рис. 11. Зависимость контактных напряжений на грундбуксе ($G_{гр}$, МПа) и поршне ($G_{п}$, МПа) от величины зазора (Δ , мм) между рабочими поверхностями стойки:
 $[\sigma]$ – допускаемое напряжение

Обработка результатов позволила получить уравнения:

$$\begin{aligned} G_{гр} &\approx 50,029 \cdot \ln(\Delta) + 273,76; \\ G_{п} &\approx 46,964 \cdot \ln(\Delta) + 173,66, \end{aligned} \quad (1)$$

где $G_{гр}$, $G_{п}$ – контактные напряжения соответственно на грундбуксе и поршне, МПа;

Δ – зазор между рабочими поверхностями, мм.

Задавшись допустимым напряжением $[\sigma]$, характеризующим переход упругого контакта к пластическому, по зависимостям рис. 11 можно определить максимально допустимый зазор в соединениях, а следовательно, и точность изготовления рабочих поверхностей элементов стойки. Так, для рассматриваемой стойки максимально допустимый зазор в соединениях равен $[\Delta_{ц}] = [\Delta_{ш}] = 0,350$ мм. В настоящее время соединения

цилиндра с поршнем и грундбуксы со штоком выполняются по посадке Н9/Ф9. Учитывая износ рабочих поверхностей в процессе эксплуатации, мы рекомендуем назначать точность рабочих поверхностей деталей стойки не менее чем по 8-му качеству точности, что позволит повысить ресурс рабочих поверхностей заделки не менее чем на 60% (рис. 12).

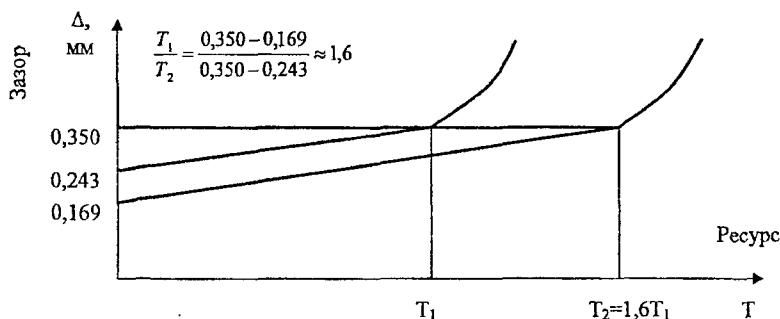


Рис. 12. Кривые износа рабочих поверхностей заделки стойки (без учета приработки)

По сравнению с поршнем грундбукса является наиболее нагруженным элементом. Это можно объяснить разницей в параметрах их геометрических сечений (диаметры, сплошной и полый цилиндры) и, как следствие, различием длин дуг контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой. Выравнивание контактных напряжений на концах заделки стойки сопровождается упруго-пластическими деформациями и интенсивным износом поверхностей. Поэтому конструкция стойки должна обеспечивать как можно более близкие по величине напряжения в местах контакта поверхностей, что позволит повысить равнопрочность и ресурс элементов стойки в целом. Одним из конструктивных решений может быть решение, предусматривающее замену штока с поршнем на плунжер.

Зависимость контактных напряжений от базы заделки. База заделки является плечом, на котором воспринимается изгибающий

момент, возникающий от действия эксцентрично приложенной нагрузки при максимальном ходе штока. От базы заделки зависят силы, прижимающие поршень к цилиндру и шток к грундбуксе, а также угол перекоса штока относительно цилиндра. Поэтому изменение базы заделки приводит к изменению контактных напряжений и деформаций.

На первом этапе моделирования была выявлена зависимость величины силы (F), прижимающей поршень к цилиндру и шток к грундбуксе, от базы заделки (a), которая представлена на рис. 13. При этом база заделки измерялась в долях от внутреннего диаметра цилиндра (d_u). Это позволило, с одной стороны, связать базу заделки с одним из основных конструктивных параметров стойки, а с другой – получить более обобщенные результаты, не зависящие от количественных значений конкретных параметров. Поэтому по оси абсцисс отложена величина (a/d_u).

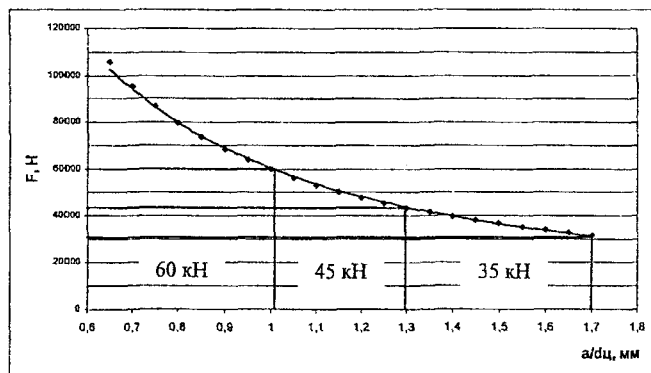


Рис.13. Зависимость силы F от базы заделки

Зависимость силы, прижимающей поршень к цилиндру и шток к грундбуксе, от базы заделки описывается уравнением:

$$F = 60397 \cdot (a/d_u)^{-1,236}, \quad (2)$$

где a – база заделки, мм; d_u – внутренний диаметр цилиндра, мм.

Из характера зависимости следует, что при базе заделки от $a=1,3d_u$ до $a=1,7d_u$ величина силы практически не изменяется (35 – 45 кН), а при

меньших значениях ($a < 1,3d_{ц}$) – существенно увеличивается. Так, при $a/d_{ц}=0,65$ $F=105$ кН, а при $a/d_{ц}=1,7$ $F=35$ кН, т.е. силы различаются более чем в три раза. Следовательно, для уменьшения силы, прижимающей поршень к цилиндру и шток к грундебуксе, необходимо, чтобы база заделки была не менее $a \geq 1,3d_{ц}$.

Кроме того, существенное различие контактных напряжений при различных значениях базы заделки (рис. 14) обусловлено изменением угла перекоса штока, который определяется как $\gamma = \Delta/a$, где Δ – зазор, a – длина заделки, и, как следствие, площади контакта поверхностей.

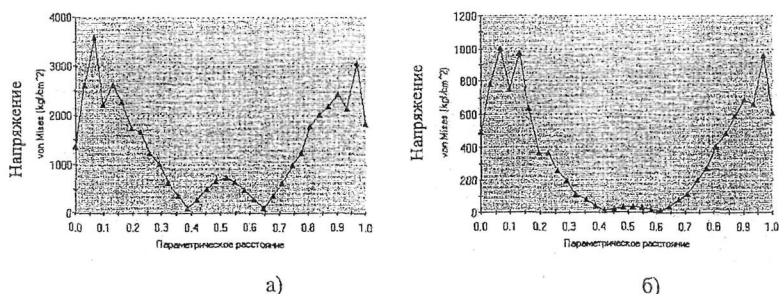


Рис. 14. Область напряженного состояния на грундебуксе при базе заделки $a=0,65d_{ц}$ (а) и $a=1,7d_{ц}$ (б)

Зависимости контактных напряжений на элементах стойки от базы заделки представлены на рис. 15. Допустимый уровень напряжений достигается при базе заделки $a \approx 1,25 \dots 1,3d_{ц}$, а при меньшей длине начинает превышать его.

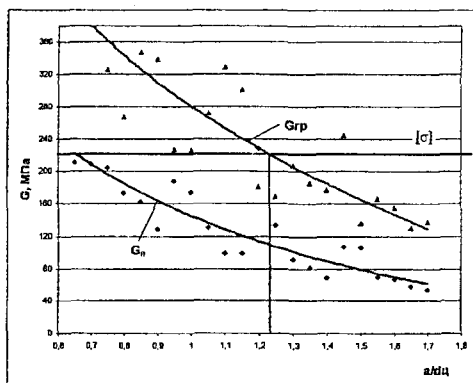


Рис. 15. Зависимость контактных напряжений на грундбуксе ($G_{гр}$, МПа) и поршне (G_n , МПа) от базы заделки (a/d_n):
 $[\sigma]$ – допускаемое напряжение

Зависимости контактных напряжений на грундбуксе и поршне от базы заделки описываются уравнениями:

$$G_{гр} = -261,86 \cdot \ln(a/d_n) + 258,59; \quad (3)$$

$$G_n = 490,01 \cdot e^{-1,217(a/d_n)},$$

где $G_{гр}$, G_n – контактные напряжения соответственно на грундбуксе и поршне, МПа;

a – база заделки, мм;

d_n – внутренний диаметр цилиндра, мм.

Зависимость контактных напряжений от эксцентриситета приложения нагрузки. Из-за трения в опоре стойки, которое возникает вследствие запыленности рабочего пространства в лаве, сила, действующая на шток, приложена не вдоль его оси, а со смещением относительно центра. Это смещение обуславливает эксцентриситет приложения нагрузки. От его величины зависит изгибающий момент, действующий на заделку, и, следовательно, величина напряжений и деформаций.

Изгибающий момент (M_n) определяется по формуле (4):

$$M_n = P \cdot e_0, \quad (4)$$

где e_0 – эксцентриситет приложения нагрузки (его величина зависит от конструкции опор), мм;

P – рабочее сопротивление стойки, Н.

Для установления зависимости контактных напряжений от эксцентриситета приложения нагрузки величина e_0 изменялась в пределах $e_{0\min} = 2,5$ мм до $e_{0\max} = 30$ мм с шагом $\Delta e_0 = 2,5$ мм. Зависимость контактных напряжений от эксцентриситета приложения нагрузки (e_0) линейна и описывается, например для грундбуксы, уравнением:

$$G_{rp} = 1790,7 \cdot (e_0 / d_{шт}) + 10,109, \quad (5)$$

где e_0 – эксцентриситет приложения нагрузки, мм;

$d_{шт}$ – диаметр штока, мм.

Линейность зависимости объясняется следующими соображениями. В результате действия на заделку изгибающего момента (M_n) в местах контакта поршня с цилиндром и грундбуксы со штоком возникает момент сопротивления изгибу, равный по величине (M_n), но противоположно направленный. Очевидно, что с увеличением эксцентриситета прямо пропорционально увеличивается изгибающий момент (M_n), а следовательно, и момент сопротивления. Пропорционально увеличиваются и контактные напряжения. Из анализа полученных при моделировании зависимостей установлено, что эксцентриситет приложения нагрузки не должен превышать величины, равной 10% от диаметра штока.

Зависимость контактных напряжений от величины рабочего сопротивления стойки. От величины рабочего сопротивления стойки зависит изгибающий момент (M_n), действующий на заделку. Поэтому характер влияния этого параметра на величину контактных напряжений аналогичен влиянию эксцентриситета приложения нагрузки.

Следовательно, эта зависимость должна иметь линейный характер, что и подтверждено моделированием на ЭВМ. На основе данной зависимости установлено, что максимальное рабочее сопротивление стойки не должно превышать расчетное более чем на 30%.

Необходимо отметить, что с использованием разработанных информационного и программного обеспечения можно оперативно исследовать напряженное состояние стойки при любом сочетании ее конструктивных параметров.

Кроме того, в диссертационной работе определена взаимосвязь параметров соединений и сборки, обеспечивающая зазоры в соединениях стойки по 8-му качеству при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по 10-11.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований в диссертационной работе дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в обосновании и выборе конструктивных параметров заделки гидростойки механизированной крепи, что позволит повысить ресурс.

Выполненные исследования позволили получить следующие результаты и сделать выводы:

1. Объем пластически деформированных деталей стоек, поступающих в ремонт, составляет около 40% от общего количества поврежденных, что в значительной мере объясняется несовершенством методических рекомендаций по расчету прочности, не учитывающего контактное взаимодействие рабочих поверхностей.
2. Установлена взаимосвязь напряженного состояния и конструктивных параметров заделки гидростойки механизированной крепи, учитывающая контактное взаимодействие поршня с

цилиндром и штока с грундбуксой. Погрешность вычислений параметров напряженного состояния не превышает 1%.

3. Значимыми конструктивными параметрами заделки гидростойки, влияющими на условия контакта и величину контактных напряжений, являются база заделки и величина зазоров в соединениях рабочих поверхностей. Установлено, что база заделки должна быть больше внутреннего диаметра цилиндра не менее чем на 30%.
4. Выявлена взаимосвязь зазоров в соединениях рабочих поверхностей с величиной контактных напряжений. Зазоры в соединениях должны определяться посадками не ниже 8-го качества точности, что обеспечит повышение ресурса соединений на 60%.
5. Зависимости контактных напряжений от рабочего сопротивления гидростойки и эксцентриситета приложения нагрузки имеют линейный характер. Установлено, что максимальное рабочее сопротивление гидростойки не должно превышать расчетное более чем на 30%, а величина эксцентриситета приложения нагрузки должна составлять не более 10% от диаметра штока.
6. Установлены зависимости контактных напряжений от конструктивных параметров заделки гидростойки, позволяющие проводить их обоснование и выбор с учетом перекоса штока относительно цилиндра из-за наличия зазоров в соединениях рабочих поверхностей. Разработано информационное обеспечение и адаптирован программный комплекс для моделирования на ЭВМ.
7. Определены взаимосвязанные параметры соединений и сборки, позволяющие обеспечить зазоры по 8-му качеству при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по 10-11.
8. Рекомендации по обоснованию и выбору конструктивных параметров заделки гидростойки с учетом контактного

взаимодействия рабочих поверхностей и зазоров в соединениях приняты для использования в ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» при проектировании гидростоек механизированных крепей.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Белянкина О.В., Набатников Ю.Ф. Повышение ресурса гидростоек путем установления взаимосвязи их конструктивных параметров//Производство. Технология. Экология. Научные труды/Сб. моногр. №11 в 2-х тт. Том 2: Под ред. член-корр. РАН Ю.М. Соломенцева и проф. Л.Э. Шварбурга. – М.: – «Янус-К». – 2008. – С. 135-137.
2. Белянкина О.В., Набатников Ю.Ф. Моделирование напряженного состояния гидростойки механизированной крепи//Производство. Технология. Экология. Научные труды/Сборник монографий №11 в 2-х тт. Том 2: Под ред. член-корр. РАН Ю.М. Соломенцева и проф. Л.Э. Шварбурга. – М.: «Янус-К». – 2008. – С. 142-146.
3. Белянкина О.В., Островский М.С., Набатников Ю.Ф. Обоснование конструктивных параметров гидростойки механизированной крепи с учетом контактных взаимодействий поверхностей//Трибология – машиностроению/Сборник докладов научно-технической конференции, посвященной 70-летию Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – М.: Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – 2008. – С. 44-49.
4. Белянкина О.В., Набатников Ю.Ф. Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи/Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – №10. – С. 43-46.
5. Белянкина О.В. Оценка напряженного состояния стойки методом конечных элементов/Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – №10. – С. 218-223.
6. Белянкина О.В. Влияние перекоса штока в цилиндре на напряженное состояние гидростойки механизированной крепи//Образование, наука, производство и управление/Сборник трудов научно-практической конференции: СТИ МИСиС. Том 5. – 2008. – С. 20-27.

Подписано в печать 15.10.2009г.

Формат 60х90/16

Объем 1 печ. л.

Тираж 100 экз.

Заказ № 262

Отпечатано в ОИП МГУ, Москва, Ленинский проспект, 6