

РАСЧЁТНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ СИЛОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ЖРД С ТЯГОЙ 1000 ТС

*А.Н. Лошкарев, Д.В. Мерзляков, канд. техн. наук А.Е. Милов,
С.А. Скибин, канд. техн. наук В.В. Ткач*

Представлены результаты расчёта статической прочности силоизмерительного устройства стенда, который проводился с целью определения возможности его использования для проведения огневых испытаний двигателя с тягой 1000 тс.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, испытательный стенд, метод конечных элементов, статическая прочность, отдача при останове двигателя.

Введение

В НПО Энергомаш ведутся работы по проектированию нового мощного ЖРД с тягой 1000 тс. На первых этапах создания такого двигателя рационально использовать существующую материально-техническую базу. В представляемой работе исследована возможность испытания перспективного ЖРД с номинальной тягой 1000 тс на существующем стендовом оборудовании НПО Энергомаш. Ответ на вопрос даётся на основе теоретического анализа статической прочности силоизмерительного устройства [1-16].

Стенд предназначен для испытаний двигателя РД171 с номинальной тягой 800 тс (*прототип*). Для более полного понимания характера работы устройства, анализ его прочности выполнен при нагрузках 800 и 1000 тс. Все расчёты (кроме расчётов "по формулам") сделаны в программе ANSYS 10.0. По отдельности рассмотрены основные силовоспринимающие детали устройства, детали крепежа. Выполнен расчёт отдачи при останове двигателя. В расчётах не учтены возможные дефекты материалов деталей из-за многолетней эксплуатации стенда.

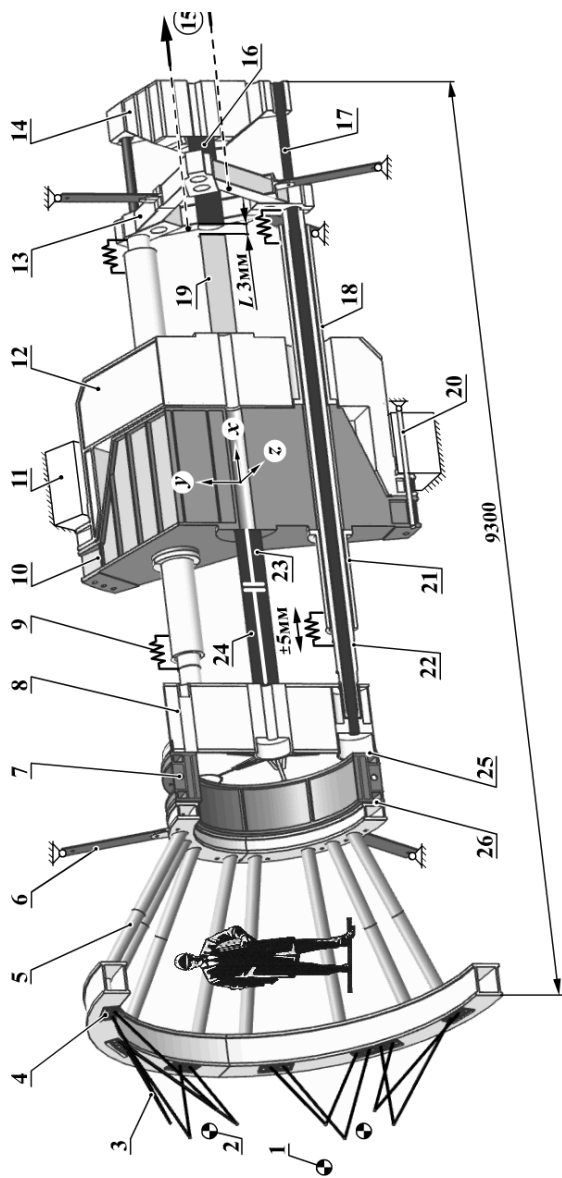



Рис. 1. Схема силоизмерительного устройства (половина):

1 – центр тяжести двигателя; 2 – центр узла качения; 3 – рама двигателя; 4 – болт М30 (56 штук); 5, 7, 8, 10, 12, 14 – силовоспринимающие рамы; 6 – лента (7 штук); 9 – пружина (6 штук); 11 – силовое кольцо бронекамеры; 13 – треугольник; 15 – вывешивающее усилие; 16 – датчик сжатия; 17 – градуировочная штанга (3 штуки); 18, 21 – кронштейны (6 штук); 19 – гидронагружатель; 20 – шпилька М48 (9 штук); 22 – подвижная штанга (3 штуки); 23 – проставка; 24 – датчик силы; 25, 26 – болты М36 (по 18 штук)

1. Описание и принцип работы силоизмерительного устройства

Схема устройства показана на рис. 1. В неё включены только детали, непосредственно воспринимающие тяговое усилие и передающие его на основание стенда (схематически изображается – ) . Приводимое описание упрощено и адаптировано к *расчётной модели*.

Испытываемый двигатель крепится к раме 5 болтами 4.

Устройство состоит из подвижной и неподвижной частей.

Неподвижная часть крепится к силовому кольцу 11 шпильками 20 и включает: рамы 10, 12; кронштейны 18, 21; проставку 23; гидронагружатель 19. Остальное образует подвижную часть.

С основанием подвижная часть связана в поперечных направлениях (плоскость $y-z$) лентами 6. С неподвижной частью подвижная часть связана пружинами 9. Пружины имеют большую жёсткость в плоскости $y-z$ (соизмеримую с поперечной жёсткостью кронштейнов 18, 21) и малую жёсткость в направлении x . Это позволяет подвижной части перемещаться относительно неподвижной в направлении x .

Различаются три основных случая нагружения устройства.

1). Тяговым усилием от двигателя при испытаниях

Тяговое усилие прикладывается компонентами ($1000/4=250$ тс, вдоль оси x) в центрах узлов качания и последовательно передаётся через: рамы $3 \rightarrow 5 \rightarrow 7 \rightarrow 8$ – на датчик силы 24 с проставкой 23. Проставка 23 давит на раму 10. Рама 10 упирается своими лапками в лапки рамы 12 и далее в силовое кольцо 11.

Усилие сжатия датчика 24 должно быть несколько меньшим, чем тяга двигателя, поскольку небольшая её часть также будет восприниматься штангами 22, пружинами 9, кронштейнами 18, 21 и передаваться на раму 10.

Ось симметрии устройства x наклонена относительно горизонта на 10° (двигатель расположен соплом вниз).

К треугольнику 13 приложено усилие от вывешивающего устройства. Оно передаётся на: штанги $22 \rightarrow$ раму $8 \rightarrow$ датчик 24

и служит для компенсации осевой компоненты веса "подвижной части + двигатель" и создания предварительного сжимающего усилия 10 тс на датчик 24.

2). Гидронагружателем 19 при градуировке датчика 24

Гидронагружатель 19, удлиняясь, выбирает зазор L и упирается концами в раму 12 и датчик 16. Датчик 16 давит на раму 14, штанги 17 тянут за раму 8. При таком "внутреннем" нагружении силовое кольцо 11 не участвует в восприятии нагрузки.

3). Инерционной силой отдачи при останове двигателя

Датчик 24 может воспринимать только сжатие, при растяжении его жёсткость равна нулю. При движении подвижной части в направлении "плюс" x (под действием тяги), обе части связаны пружинами и датчиком. При движении подвижной части в направлении "минус" x (тянем за раму двигателя) обе части связаны *только* пружинами до тех пор, пока не выберется зазор L . После чего, подвижная часть удерживается от последующего "кинематического" перемещения, начиная с рамы 8: растянутыми штангами 17→ рамой 14→ сжатыми датчиком 16 и гидронагружателем 19. Гидронагружатель 19 давит на раму 12. Рама 12 упирается в лапки рамы 10 и растягивает шпильки 20, второй конец которых прикреплён к основанию.

Также может иметь место дополнительный случай нагружения крутильным воздействием (относительно оси x) вследствие качания камер. Крутящий момент последовательно воспринимается рамами 5, 7, 8→ штангами 22→ пружинами 9→ кронштейнами 21→ далее рамой 10 и основанием.

2. Расчёт отдачи устройства при останове двигателя

Под действием тяги в устройстве появляются упругие деформации с накоплением потенциальной энергии. При останове двигателя накопленная энергия возвращает устройство в исходное недеформированное состояние. Если за это время энергия полностью не рассеется, произойдёт деформирование в противоположном от начального состояния направлении, пока силы инерции не уравновесятся силами упругости. Максимальное

уравновешивающее усилие будет являться силой отдачи. Этот факт поясняется на рис. 2. Останов двигателя может осуществляться с режима работы двигателя в диапазоне от 40% номинальной тяги (штатно) до 105% (аварийно). Чем больше тяга при останове, тем больше нагрузка на устройство при отдаче.

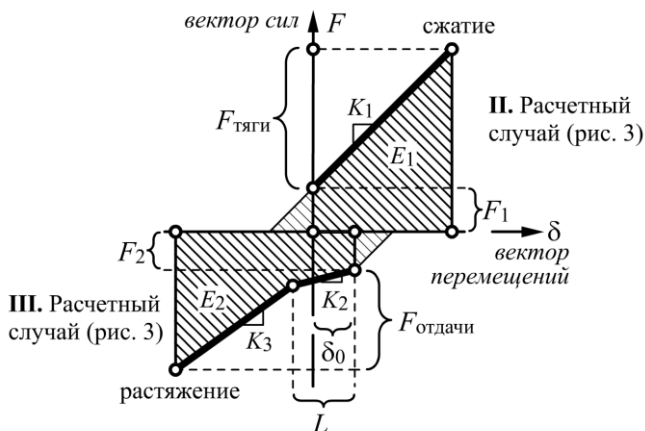


Рис. 2. Возникновение усилия отдачи:

K_1 , K_3 – жёсткости устройства на сжатие, растяжение; K_2 – жёсткость пружин 9; F_1 , F_2 – начальные усилия перед сжатием, растяжением (включают вес "подвижной части + двигатель", вывешивающее усилие, усилия затяжки шпилек 20); $E_1 = E_2$ – энергии упругой деформации сжатия и отдачи (площади фигур); L – зазор между датчиком 16 и гидронагружателем 19; δ_0 – перемещение конца шпильки 20 при сжатии усилием затяжки вне стягиваемого пакета

Расчёт отдачи необходим для оценки прочности деталей крепежа (4, 20, 25, 26). Под действием тяги они не нагружаются: её направление совпадает с направлением сближения соединяемых болтами деталей и передача усилия осуществляется путём упирания деталей друг в друга.

Варианты расчёта показаны на рис. 3.

Допущения (в сторону консервативности расчёта):

- снятие тяги при останове двигателя – мгновенное, упругая энергия полностью переходит в энергию отдачи;
- энергия рамы 10 полностью передаётся подвижной части;

- инерционные свойства рам 10, 12 не учитываются;
- ускорение инерционной силы отдачи постоянно по длине и приложено только к "подвижной части + двигатель";
- основание считается абсолютно жёстким.

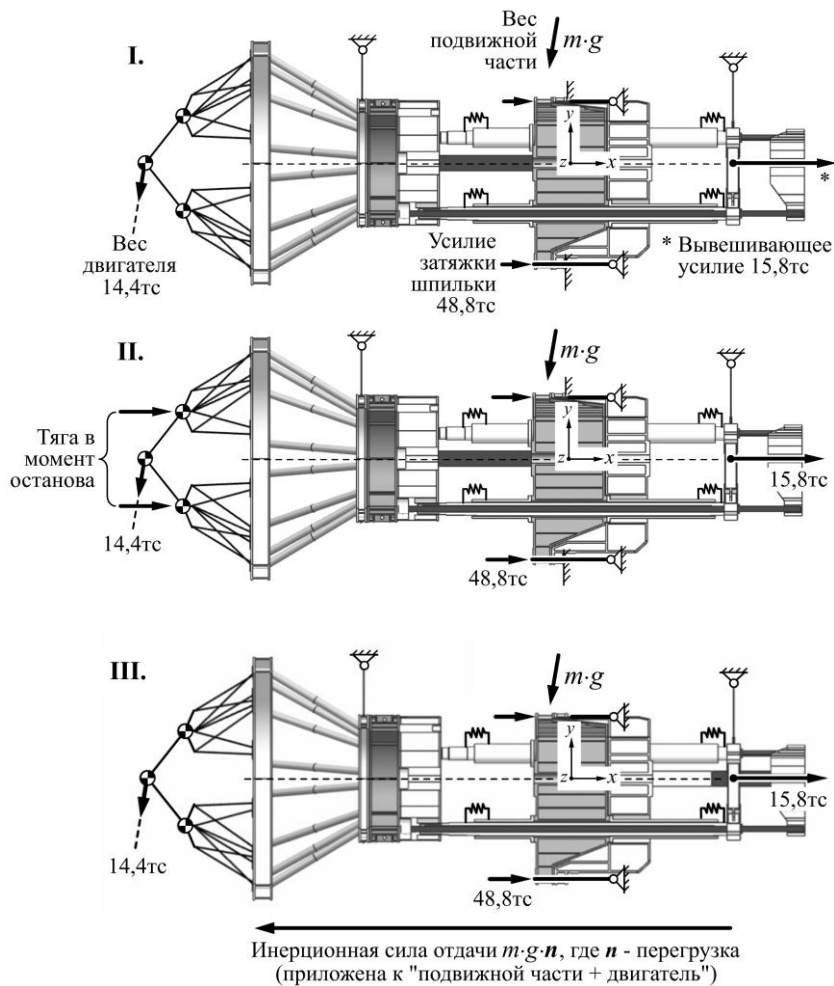
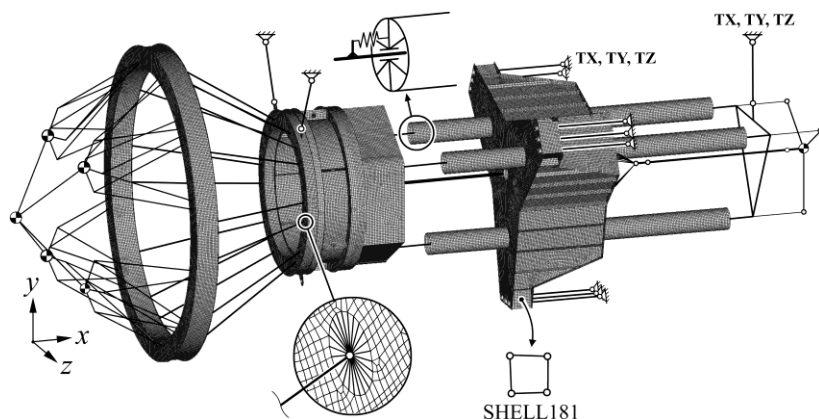


Рис. 3. Расчётные случаи и нагрузки

Расчёт отдачи выполнен в статической линейной постановке следующим способом: величина ускорения в третьем случае (рис. 3) подбирается так, что: $E_2 = E_1$. Конечно-элементная модель силоизмерительного устройства для расчёта отдачи показана на рис. 4.



Модель шпильчного соединения
рам 10, 12 с основанием:

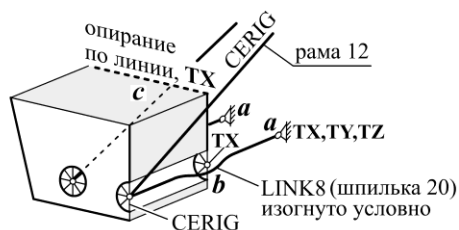


Рис. 4. Конечно-элементная модель силоизмерительного устройства для расчёта отдачи при останове двигателя: 241086 узлов, 245884 элемента; TX, TY, TZ – закрепления соответствующих перемещений; a , b , c – узлы, используемые при анализе и корректировке поведения шпильчного соединения

Кольца рамы 5, рамы 7, 8, 10, кронштейны 18, 21 смоделированы оболочечными элементами SHELL181. Сетки рам 5, 7, 8 "сшиты" между собой. Болты, соединяющие эти детали, не моделировались ввиду неоправданного здесь усложнения.

Треугольник 13, штанги 22, стойки рамы 5 смоделированы балочными элементами BEAM188, позволяющими моделировать изгиб. Рама двигателя 3; ленты 6; датчики с проставками 16, 19, 23, 24; шпильки 20; штанги 17 смоделированы стержневыми элементами LINK8, работающими только на растяжение-сжатие.

Соединения "балок" и "стержней" с "оболочками", ЦТ двигателя и центров узлов качания с его рамой осуществлено жёсткими связями CERIG. Соединения штанг 22 и кронштейнов 18, 21 позволяют относительные перемещения в направлении x с соответствующей жёсткостью пружин 9.

Для экономии вычислительных ресурсов рамы 12, 14 смоделированы жёсткими связями и "пружинами" COMBIN14 с эквивалентными свойствами, рассчитанными для этих деталей отдельно.

Усилия затяжки шпилек и выбирание зазора L (рис. 1) смоделированы заданием элементам начальных деформаций.

Анализ и корректировка поведения фланцевого соединения рам 10, 12 с основанием осуществляется путём контроля реактивных усилий в группах узлов a , b , c (рис. 4):

- реакции в узлах a , имеют одну компоненту "плюс x ", величина этой компоненты является растягивающим усилием, действующим на шпильку;
- начало раскрытия стыка будет соответствовать нулевым реакциям в группах b , c ;
- реакции в группах b , c должны иметь одну компоненту "минус x "; случай "плюс x " соответствует раскрытому фланцевому стыку, тогда необходимо исключить из расчёта граничные условия в группах b , c .

Результаты расчёта перемещений в силоизмерительном устройстве для случаев, показанных на рис. 3, представлены на рис. 5.

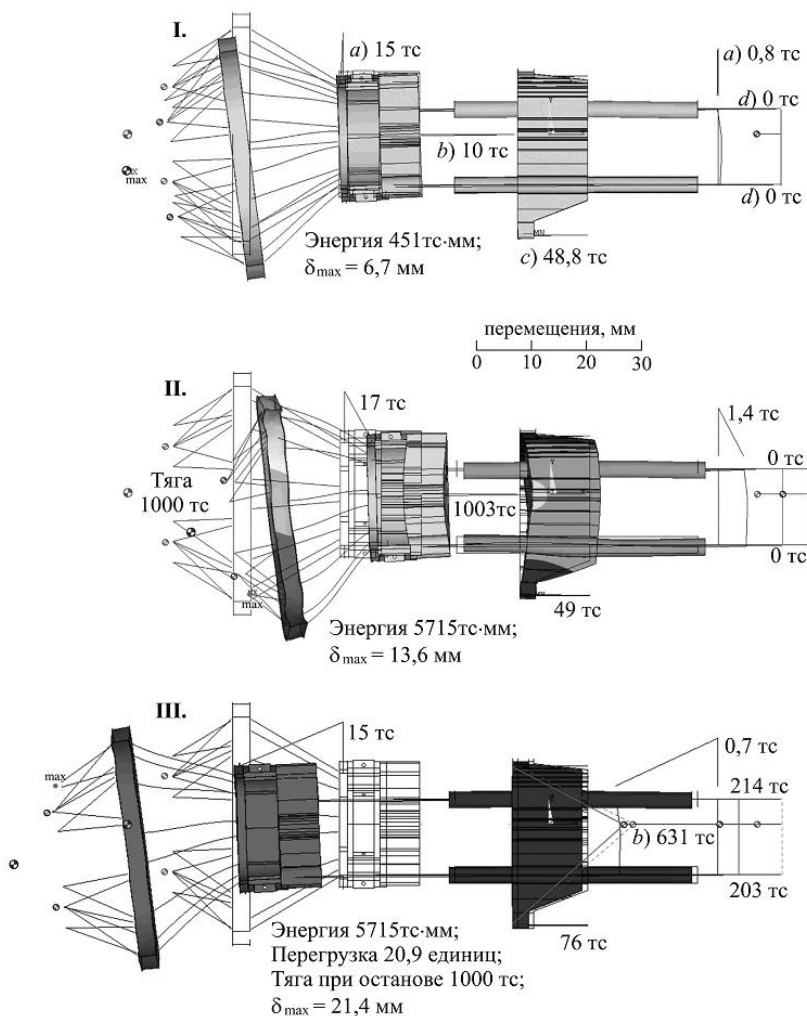


Рис. 5. Перемещения в силоизмерительном устройстве.

Буквами обозначены усилия: а) – в ленте 6; б) – в датчиках 24, 16; в) – в шпильке 20; д) – в штанге 17

На рис. 6 приведена вычисленная зависимость перегрузки, действующей на "подвижную часть + двигатель" при отдаче, от тяги в момент останова.

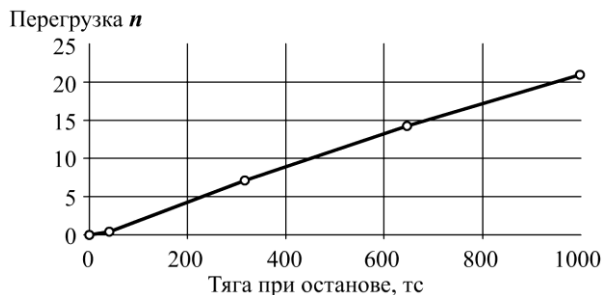


Рис. 6. Зависимость перегрузки при отдаче от тяги в момент останова

Результаты расчёта отдачи используются в дальнейшем для вычисления нагрузок, действующих на крепёж. Например, на рис. 7 показана методика расчёта нагрузок на болты 25 (рис. 1), [4].

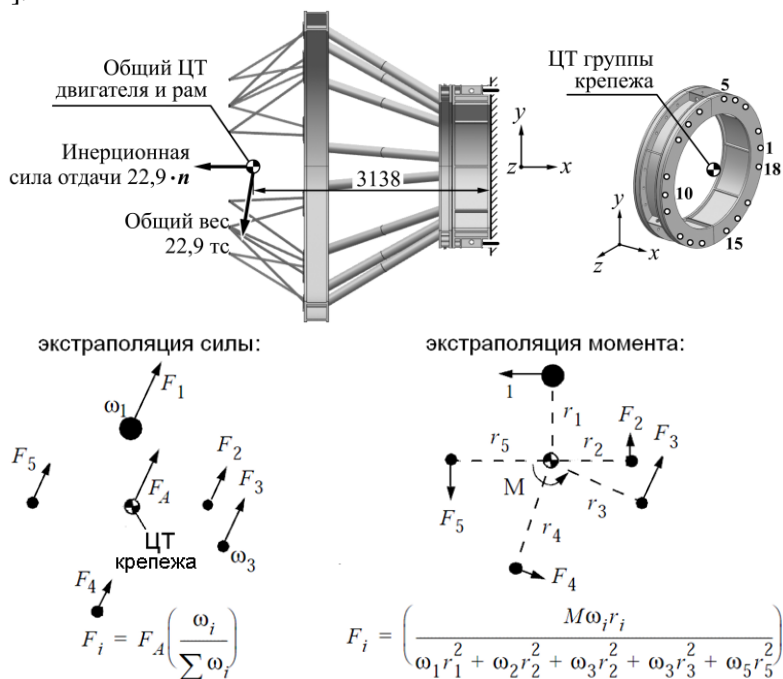


Рис. 7. Экстраполяция нагрузок на болты фланцевого соединения

3. Прочность основных силовоспринимающих деталей

К исследованным деталям, проверка прочности которых необходима в первую очередь, относятся: рамы 5, 7, 8, 10, 12, 14 и штанги 17. Исследования прочности проведены для каждой детали по отдельности. Расчётные нагрузки и закрепления задавались в соответствии с особенностями работы детали в месте её установки, вытекающими из общего принципа работы устройства, описанного в разделе 1.

Все исследованные детали (кроме штанги 17 и рамы 5) имеют схожие конструкции. Чтобы не перегружать материал статьи, приводится описание использованной методики оценки прочности для одной детали – рамы 10 (рис. 8).

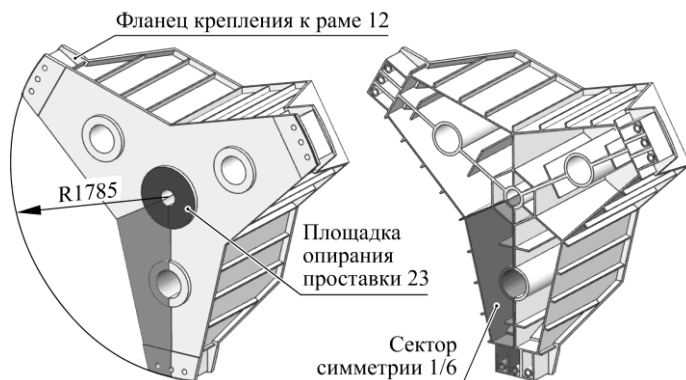


Рис. 8. Рама 10

Рама представляет собой коробчатую конструкцию, сваренную из стальных листов с толщинами от 15 до 40 мм.

Материал рамы – сталь 20, обладающая высокими свойствами пластичности:

Предел прочности σ_B , кгс/мм ²	Предел текучести $\sigma_{0.2}$, кгс/мм ²	Модуль упругости E, кгс/мм ²	Относительное сужение ψ , %
43	28	20500	67

При построении расчётной модели с целью экономии вычислительных ресурсов использованы свойства симметрии (рис. 9). Сетка конечных элементов получена способом автоматической генерации на основе геометрии срединных поверхностей, рис. 10. Тип конечного элемента – "оболочка".



Рис. 9. Расчётная область, граничные условия и нагрузки

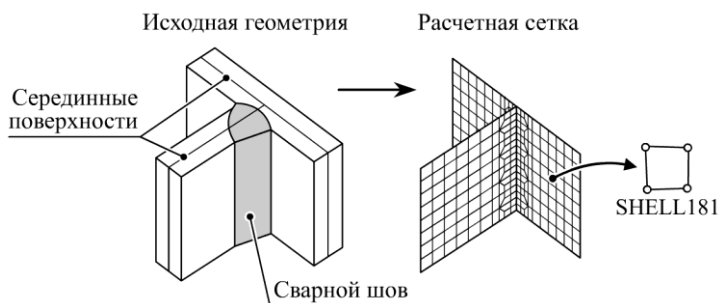


Рис. 10. Принцип построения расчётной модели

Расчётная нагрузка приложена на площадку опирания проставки 23 в виде равномерно распределённого давления. Усилие со стороны рамы 12 моделировалось также давлением, но линейно возрастающим по высоте фланца. Такая модель обусловлена тем, что в процессе нагружения фланец отгибается, площадь контакта с рамой 12 уменьшается. Способ уравнивания детали путём приложения "реактивной" нагрузки вместо традиционного закрепления позволяет избежать сингулярности результатов в местах закреплений. Кроме того, расчёт свободно

деформируемой детали, не стеснённой граничными условиями, наиболее консервативен.

Наибольшие величины напряжений и деформаций локализируются в местах сварных соединений. Поэтому логичным является проводить оценку прочности детали по прочности этих мест. Наиболее практичным способом расчёта сварного шва является вычисление передающихся через него силовых факторов (сил и моментов) и их соотнесение с минимальной "рабочей" площадью шва [15]. Однако реализация такого способа требует наличия надёжных данных по коэффициентам концентрации напряжений, учитывающих технологию сварки, марку соединяемого материала, род действующих усилий, тип соединения и т.п. По причине отсутствия у авторов отмеченных данных расчёты проведены по нижеописанной методике.

Расчёт прочности детали выполняется в два этапа:

1. Вычисляется напряжённно-деформированное состояние в упругой линейной постановке. Выявляются места наибольшей концентрации напряжений. Сетка конечных элементов в указанных местах сгущается до сходимости эквивалентных напряжений в пределах 5% (под сходимостью понимается разница максимальных величин напряжений при различной густоте сетки).

2. Производится нелинейный упруго-пластический расчёт напряжённно-деформированного состояния на основе сетки, уточнённой на первом этапе.

Следует отметить, что оценить прочность в местах концентрации напряжений по результатам первого этапа, не всегда возможно – вычисляемые упругие напряжения, как правило, многократно превосходят предел прочности σ_v материала детали. Здесь сильно сказывается "эффект острых углов" идеализированной расчётной геометрии (рис. 10, справа), увеличивающий консервативность результатов. Моделируемая на втором этапе расчётов пластичность материала "размывает" максимумы напряжений.

В работах, посвящённых расчёту сварных конструкций, например [15], рекомендуется применение ослабленных механических свойств в сварных швах.

Принимаем коэффициент ослабления пределов текучести и прочности сварных зон равным 0,8. На рис. 11 приведены расчётные кривые деформирования материала, полученные путём квадратичной интерполяции.

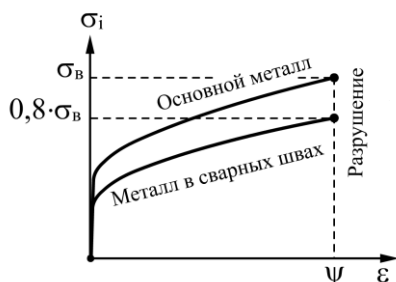


Рис. 11. Расчётные кривые деформирования материала; за разрушающую деформацию принято относительное сужение ψ

Разность свойств основного материала и сварных швов не моделировалась, поскольку это приводит к неоправданному усложнению модели. Для консервативности оценки работоспособности рамы рассчитаны два варианта:

1. Модели присвоены свойства "основного металла";
2. Модели присвоены свойства "металла в сварных швах".

На рис. 12 показаны результаты расчёта напряжённо-деформированного состояния рамы.

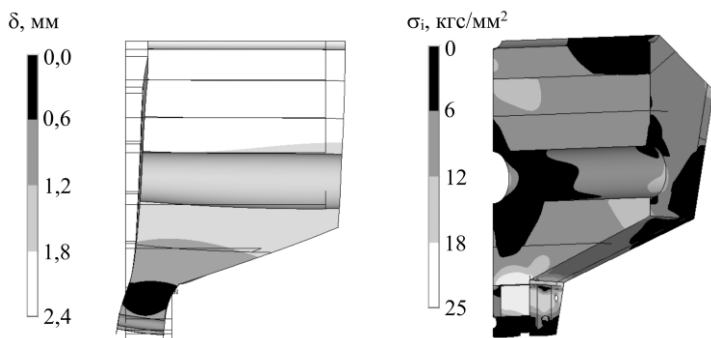


Рис. 12. Перемещения и эквивалентные напряжения в раме 10: нагрузка 1000 тс; упруго-пластический расчёт; материал – "металл в сварных швах"

В таблице приведены минимальные расчётные запасы статической прочности основных узлов и деталей устройства.

Таблица

Тяга 105%	840 тс		1050 тс	
<i>Узлы и детали:</i>	K_m	K_B	K_m	K_B
Рама 5	1,45	1,62	1,2	1,3
Рамы 7, 8	1,76	>2	1,7	>2
Рама 10	1,47	1,56	1,33	1,24
Лента 6	>3	-	>3	-
Градуировка	800 тс		1000 тс	
Штанга 17	1,09	1,81	1,03	1,45
Рама 12	1,5	2,8	1,46	2,25
Рама 14	1,52	1,85	1,46	1,48
Отдача от тяги в момент останова	320 тс		1050 тс	
Болт 4	2	-	2	-
Болт 25	2	-	1,2	-
Шпилька 20	1,95	-	1,22	-
Штанга 17	1,38	>1,8	1,1	>1,8

Жирным шрифтом выделены значения, не отвечающие нормам прочности "рамы и подвески ЖРД" [14]:

$K_m=1,5$ – минимальный запас по пределу прочности;

$K_B=1,6$ – минимальный запас по разрушающей нагрузке.

Выводы

1. Разработана комплексная конечно-элементная модель си-
лоизмерительного устройства стенда для испытаний ЖРД.
2. Предложена методика расчёта отдачи устройства при вы-
ключении двигателя.
3. На основе расчётного анализа уточнена работа узлов уст-
ройства, выявлены его наиболее слабые места.

4. Вычислены запасы статической прочности основных силовоспринимающих деталей; все вычисленные запасы прочности *больше единицы*.

5. Результаты расчётов могут быть использованы для разработки мероприятий по усилению устройства в соответствии с нормами прочности при испытаниях перспективного двигателя.

Литература

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т 1. 8-е изд., перераб. и доп., под ред. *И.Н. Жестковой*. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.
2. *Басов К.А.* ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с.
3. *Биргер И.А.* Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 232 с.
4. *Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
5. *Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчёт на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
6. *Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюков А.Ф.* ANSYS для инженеров: Справ. пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.
7. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 536 с.
8. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов: Учебник для вузов. 10-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 592 с.
9. *Горшков А.Г., Трошин В.Н., Шалашилин В.И.* Сопротивление материалов. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. 544 с.
10. *Качанов Л.М.* Основы теории пластичности. М: Мир, 1975. 473 с.
11. *Тарханов В.И., Садриев Р.М.* Резьбовые соединения: Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2009. 60 с.
12. *Работнов Ю.Н.* Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука, 1979. 744 с.
13. *Каплун А.Б., Морозов Е.Г., Олферьева М.А.* ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
14. Нормы прочности ЖРД. г. Королев: Федеральное космическое агентство, 2005.

15. Николаев Г.А., Куркин С.А., Винокуров В.А. Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций: Учеб. пособие. М.: Высш. школа, 1982. 272 с.

16. Лошкарев А. Н., Мерзляков Д. В., Милов А. Е. Расчётный анализ прочности силоизмерительного устройства стенда №1 НИК-751 при испытаниях перспективного двигателя РД175. Технический отчёт № 769-7-2012. НПО Энергомаш. 2012. 105 с.

Поступила 29.03.2012 г.