

УДК 539.43
Код ГРНТИ 55.42.81

doi 10.54708/19926502_2026_30311325

Расчет усталостной прочности переходной монтажной рамы, предназначенной для стендовых испытаний ГТД

В.С. Жернаков¹, В.Р. Акбашев^{2*}, К.В. Конева², Л.К. Гуцинский³

¹ГБНУ «Академия наук Республики Башкортостан» г. Уфа, Россия

²ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», г. Уфа, Россия

³ПАО «ОДК-УМПО» г. Уфа, Россия.

Аннотация. Представлены результаты исследования усталостной прочности переходной монтажной рамы, предназначенной для установки авиационного двигателя на испытательном стенде. Выполнено моделирование напряженно-деформированного состояния монтажной рамы в условиях эксплуатационных нагрузок с использованием метода конечных элементов. Рассмотрена методика численного расчета усталостной прочности элементов конструкции, на основе данной методики разработана численная модель монтажной рамы для оценки ее надежности и долговечности.

Ключевые слова: метод конечных элементов, монтажная рама, усталостная прочность, газотурбинный двигатель, циклическая долговечность.

*akbashev.vr@ugatu.su

Введение

Современное двигателестроение предъявляет повышенные требования к надежности и долговечности элементов конструкции, находящихся под действием переменных во времени нагрузок. Особое значение приобретает обеспечение усталостной прочности ответственных узлов к которым относится монтажная рама для установки газотурбинных двигателей (ГТД) на испытательном стенде. Аналитические методы расчета таких конструкций характеризуются большой трудоемкостью, а экспериментальное определение предела выносливости требует проведения длительных и дорогостоящих испытаний. Эффективным способом сокращения временных затрат и повышения производительности проектных работ служит внедрение численных методов расчета [1].

Описание объекта исследования

Объектом исследования является переходная монтажная рама для установки авиационного газотурбинного двигателя на испытательном стенде (Рис. 1). Монтажная рама предназначена для установки авиационного двигателя на испытательном стенде. На Рис. 1 представлена твердотельная модель рамы.

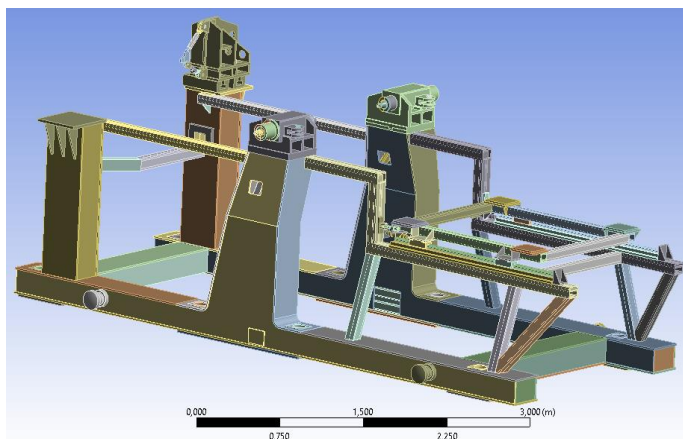


Рисунок 1. Твердотельная модель рамы.

Установка изделия (ГТД) на переходной монтажной раме выполнено по двум поясам крепления (Рис. 2).

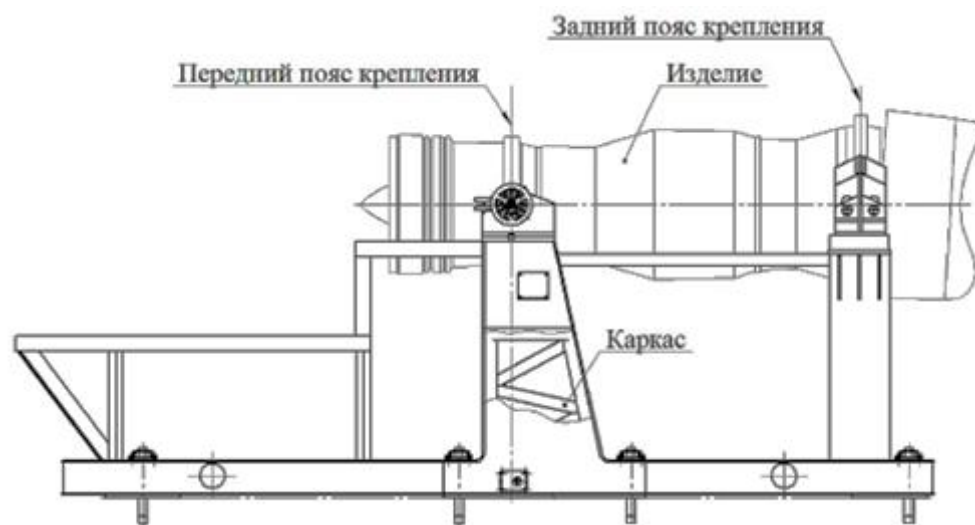


Рисунок 2. Схема крепления изделия на переходной монтажной раме. Основные элементы переходной монтажной рамы представлены на Рис. 3.

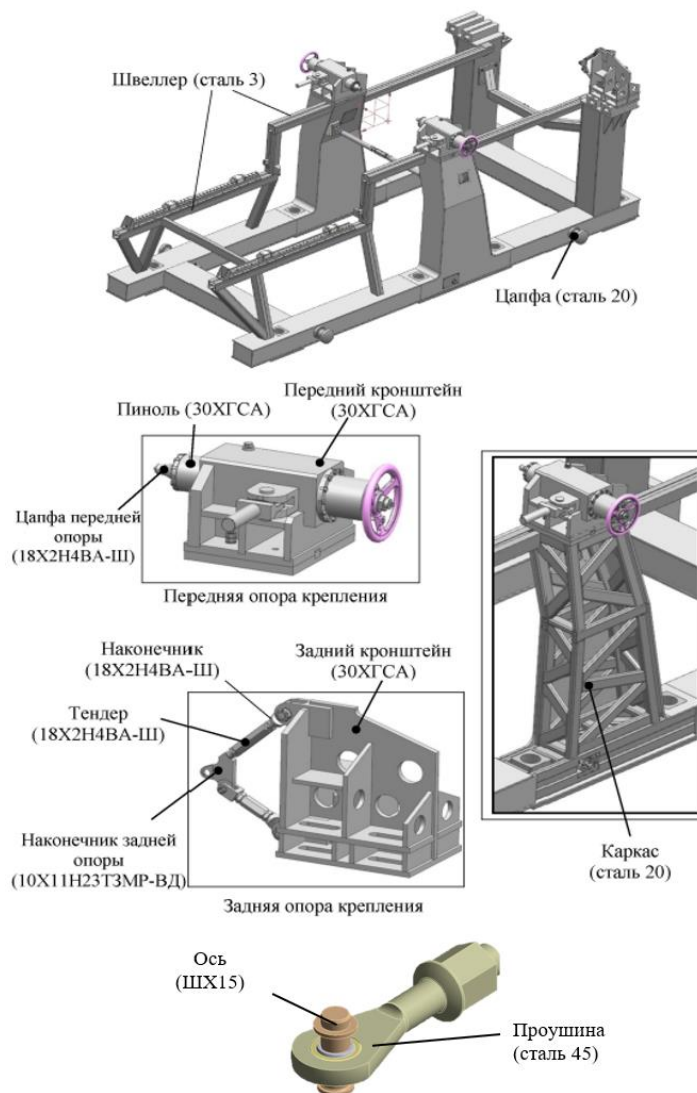


Рисунок 3. Геометрическая модель переходной монтажной рамы и основных ее узлов.

Методика построения конечно-элементной модели (густота сетки, контактные взаимодействия, общие параметры решателя) напрямую зависит от геометрической формы объекта и схемы его нагружения.

Для оценки точности решения использована твердотельная модель с различными размерами объемных конечных элементов (КЭ); использованы оболочечные элементы, а также рассмотрен метод подконструкций в зонах концентрации напряжений. На Рис. 4 представлена конечно-элементная модель переходной монтажной рамы.

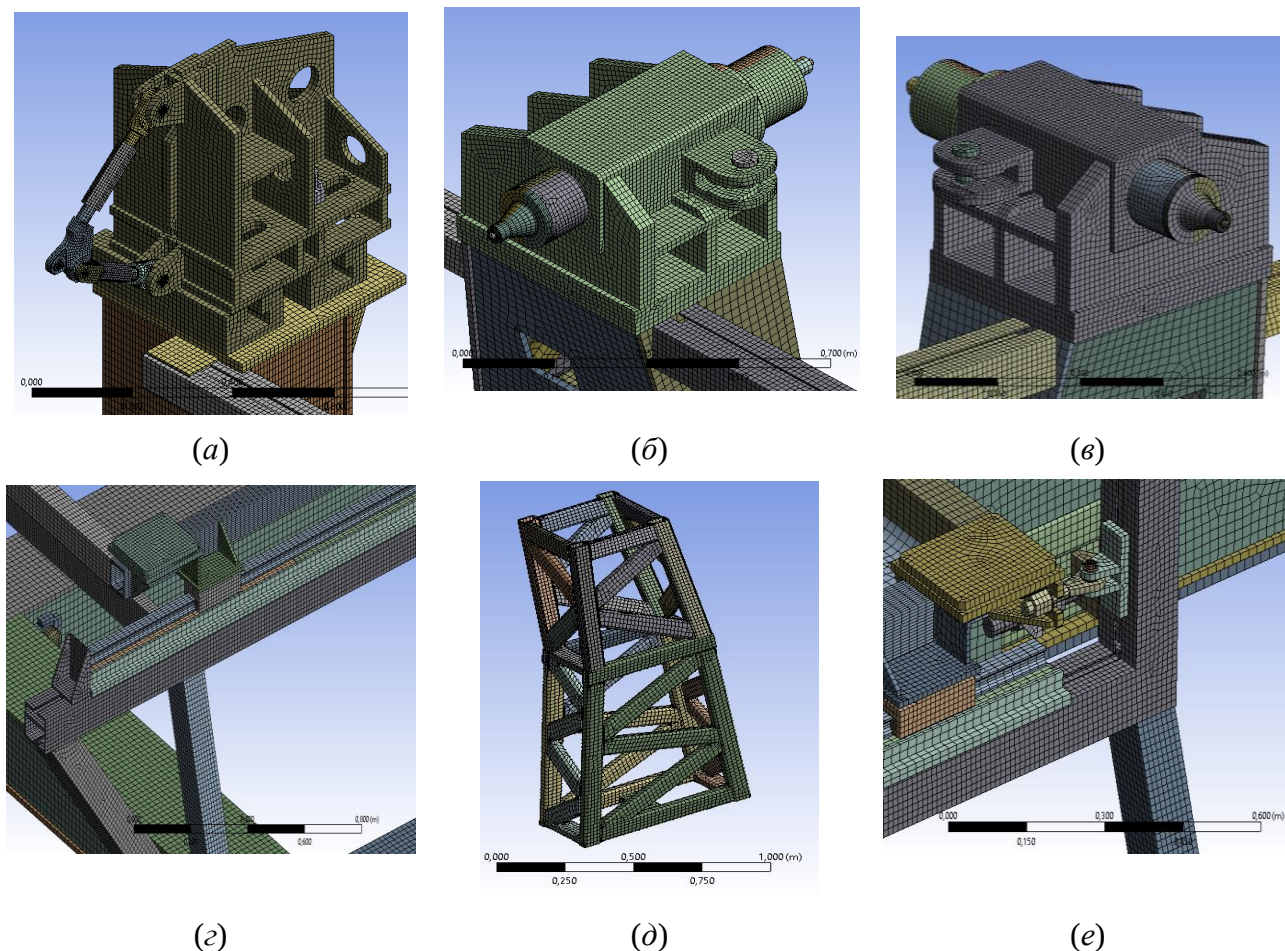


Рисунок 4. Конечно-элементные модели основных узлов переходной монтажной рамы: (а) задняя опора крепления, (б), (в) передние опоры крепления, (з) элемент рамы, (д) каркас, (е) соединение «серьга».

В конструкции рамы присутствуют детали из различных материалов. Основные механические характеристики материалов приведены в Табл. 1 [2].

Таблица 1. Механические характеристики материалов.

Материал	Модуль упругости $E \cdot 10^{-11}$, Па	Предел временной прочности спч, МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	Плотность ρ , кг/м ³
Сталь 3сп	2,13	370	225	7850
Сталь 20	2,12	410	245	7850
Сталь 45	2,11	530	275	7826
18Х2Н4ВА-Ш	2,0	1030	785	7950
30ХГСА	2,15	1079	932	7850
10Х11Н2ЗТЗМР-ВД	1,86	932	667	7950
ШХ15	2,11	660	390	7812

Для проведения расчетов на усталость при эксплуатационных режимах нагружения в многоциклового области натуральных деталей машин и элементов конструкций используются кривые усталости (Велера) [3].

В условиях многоциклового нагружения расчет усталостной прочности ведется в предположении упругой работы материала, когда связь между напряжениями, деформациями, перемещениями и приложенными усилиями является линейной.

Процедура расчета усталостной прочности строится как совокупность последовательных операций, схематично показанных на Рис. 5.



Рисунок 5. Структура расчета усталостной прочности при многоциклового нагружении.

Расчетная оценка статической прочности

Схема нагружения данной конструкции в статическом расчете соответствовала усилиям, возникающим от тяги изделия $P = 176$ кН. В результате расчета получены поля распределения напряжений в конструкции. На Рис. 6 представлена картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу.

Установлено, что максимальное значение напряжений составляет 314 МПа (Рис. 6, з) и возникает оно в области соединения подшипника скольжения. В детали «цапфа» максимум достигает значения 297 МПа. В детали «наконечник», принадлежащей задней опоре, максимальные напряжения равны 159 МПа.

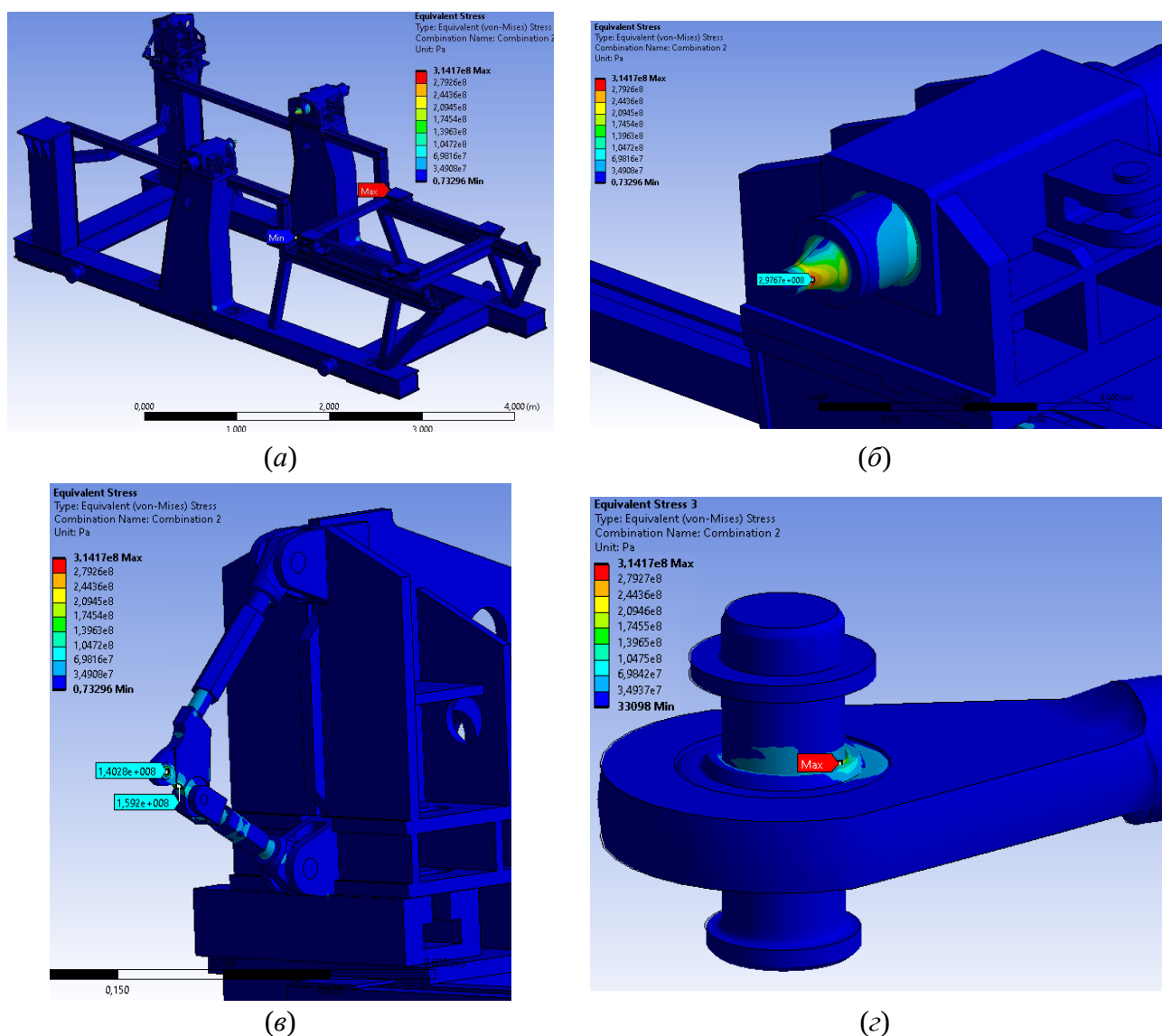


Рисунок 6. Поля распределения эквивалентных напряжений по Мизесу: (а) конструкция рамы, (б) цапфа, (в) наконечник, (з) соединение подшипника скольжения.

Расчет усталостной прочности переходной монтажной рамы

Для оценки усталостной прочности трехосное напряженное состояние сводится к эквивалентному одноосному [4]. Приведение амплитудных и средних напряжений цикла [5, 6] осуществляется по критерию Губера–Мизеса–Генки, соответствующему энергии формоизменения:

$$\begin{cases} \sigma_a^{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2} \\ \sigma_m^{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{3m})^2 + (\sigma_{3m} - \sigma_{1m})^2} \end{cases}, \quad (1)$$

где σ_{1a} , σ_{2a} , σ_{3a} и σ_{1m} , σ_{2m} , σ_{3m} – главные напряжения тензоров амплитудных и средних значений напряжений.

Важно отметить, что среднее напряжение цикла после приведения имеет только положительные значения. Если возникает необходимость учесть знак напряжений, то используется следующая формула:

$$\begin{cases} \sigma_a^{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2} \cdot \text{sign}(\sigma_{1a}) \\ \sigma_m^{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{1m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{3m})^2 + (\sigma_{3m} - \sigma_{1m})^2} \cdot \text{sign}(\sigma_{1m}) \end{cases}, \quad (2)$$

где $\text{sign}(x) = \begin{cases} 1, x > 0 \\ -1, x < 0 \end{cases}$ – функция знака числа.

Поскольку напряженное состояние в конструкции изменяется по асимметричному циклу, возникает необходимость пересчитать полученные показатели в эквивалентные величины, соответствующие симметричному циклу нагружения по уровню накопления повреждений. Для такого приведения амплитудных значений цикла к эквивалентному симметричному используется соотношение Гудмана:

$$\sigma_a^{\text{экв.}} = \begin{cases} \frac{\sigma_a^{\text{пр}}}{\sigma_m^{\text{пр}}}, & \sigma_m^{\text{пр}} \geq 0 \\ 1 - \frac{\sigma_m^{\text{пр}}}{\sigma_{\text{ПЧ}}}, & \sigma_m^{\text{пр}} < 0 \end{cases}. \quad (3)$$

Влияние конструктивно-технологических параметров на величину эквивалентных амплитудных напряжений

Учет конструктивно-технологических факторов проводился при помощи коэффициента пересчета предела выносливости K_f , определенным по следующей формуле:

$$K_f = K_v / \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right). \quad (4)$$

$K_\sigma/K_{d\sigma}$ – коэффициент концентрации напряжений. Для соединения «Серьга» примем 1,79. $K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности. Рабочую поверхность конструкции подвергали шлифовке и механической полировке с обеспечением шероховатости Ra 0,63 мкм, что соответствует $K_{F\sigma} = 1$. K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Так как деталь не подвергалась технологическим операциям по упрочнению, то $K_v = 1$.

После того как все необходимые коэффициенты были определены, вычислялся коэффициент пересчета предела выносливости K_f по формуле (4).

(5)

Во время испытаний авиационного двигателя на испытательном стенде происходит изменение режимов работы двигателя (режимная работа, повышение, снижение нагрузок), а также производится поворот реактивного сопла, то соответственно изменяются значения нагрузок. Регламент работы двигателя при стендовых испытаниях представлен в виде нерегулярного нагружения на Рис. 7.

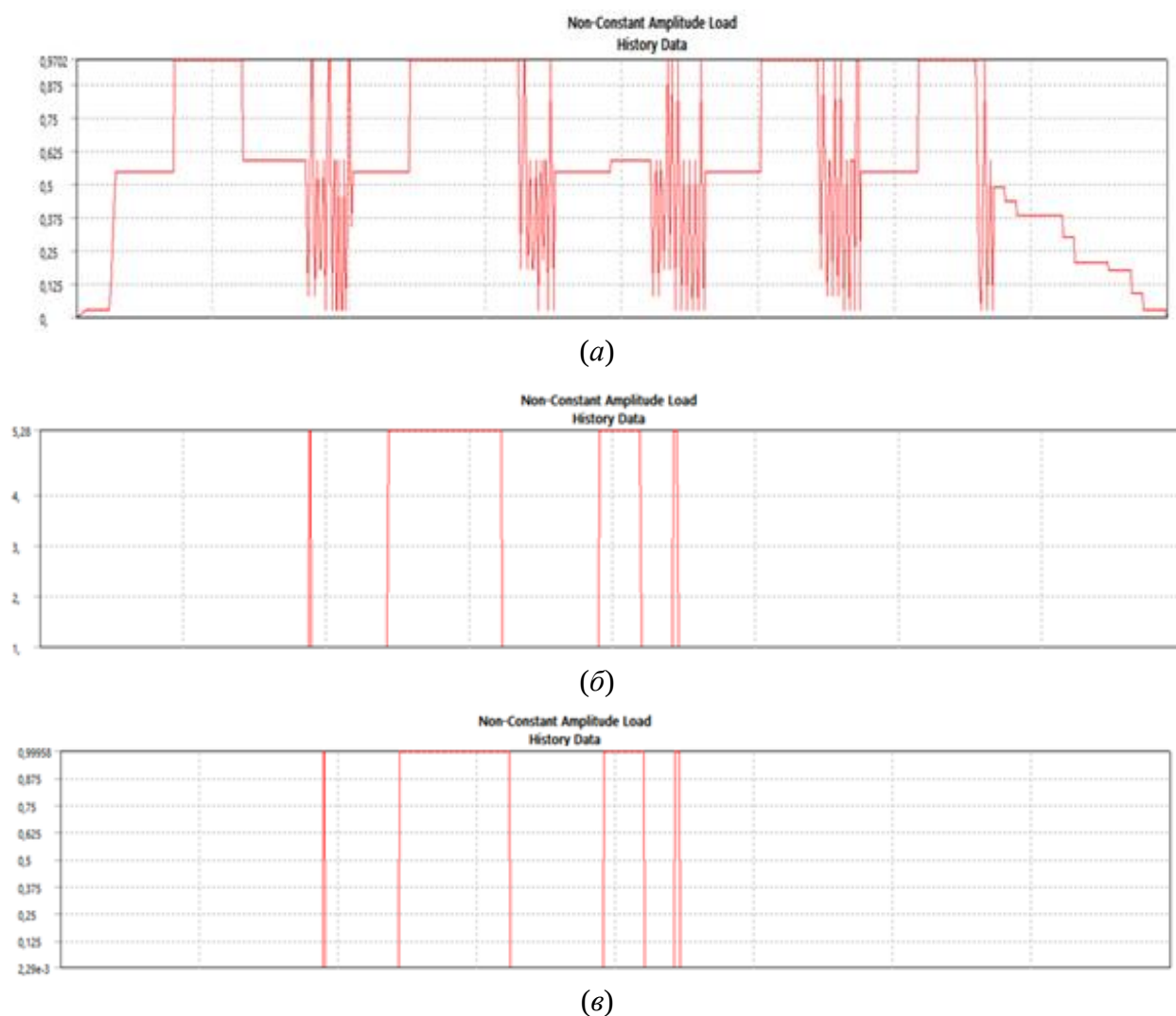


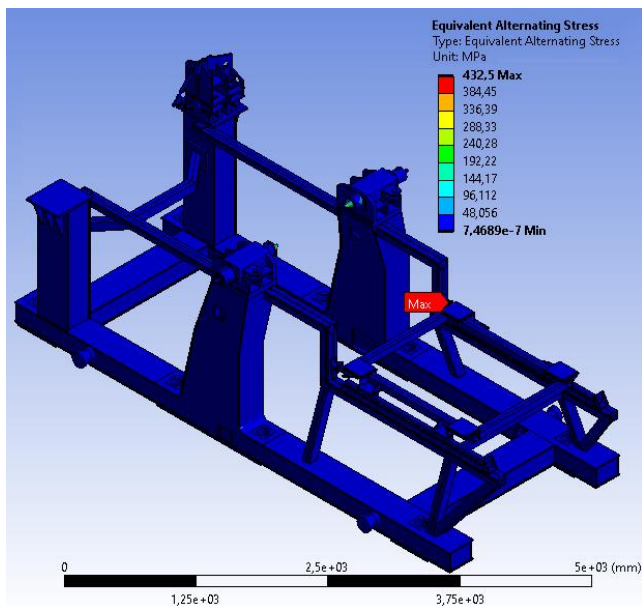
Рисунок 7. Задание нерегулярного нагружения:
(a) нагрузка по оси X, (б) нагрузка по оси Y, (в) нагрузка по оси Z.

При заданном нерегулярном нагружении 1 цикл (блок нагружения) включал в себя 64 различных режима (5785 секунд) работы, в том числе запуск и останов двигателя.

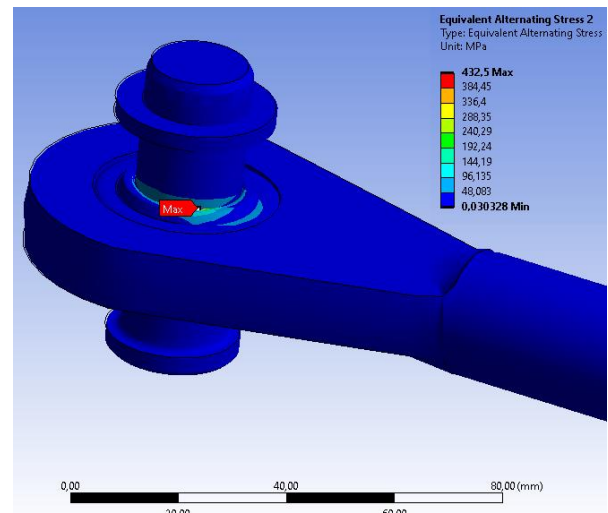
Вычисление амплитудных значений эквивалентных напряжений, при которых наступает усталостное разрушение

Распределение эквивалентных амплитудных напряжений, скорректированных с учетом асимметрии цикла нагружения и поправочных коэффициентов, представлено на Рис. 8.

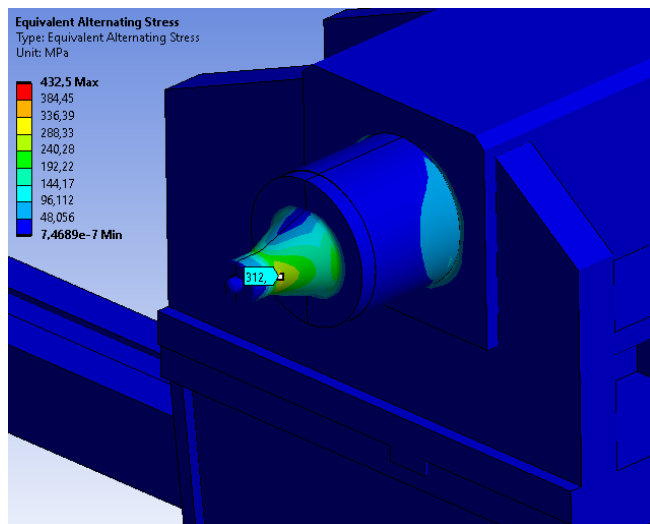
Установлено, что наибольшая амплитуда напряжений возникает в соединении «серьга» и значения достигают 432,5 МПа.



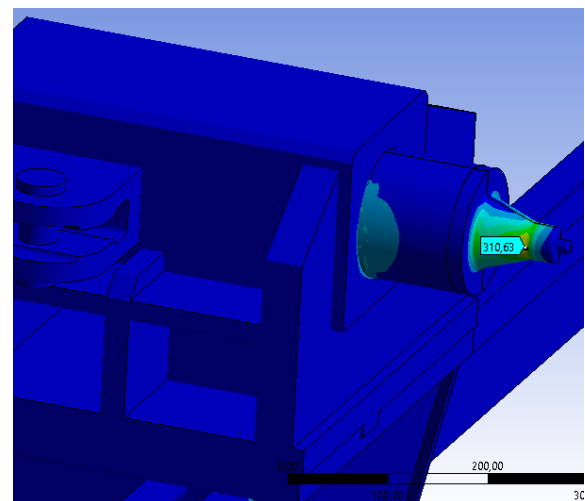
(a)



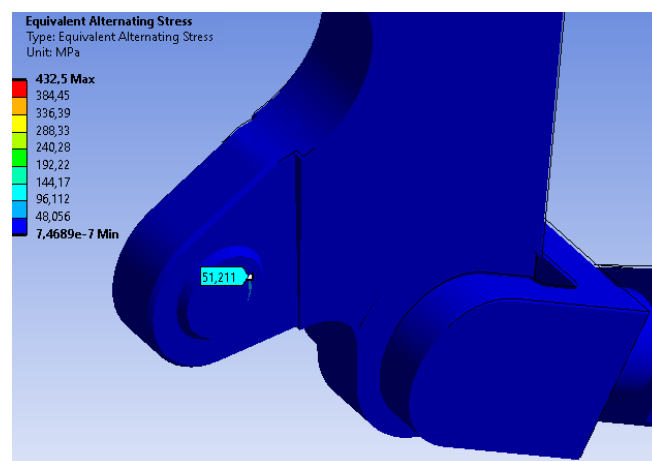
(б)



(в)



(г)



(д)

Рисунок 8. Распределение эквивалентных амплитуд напряжений:
(a) конструкция рамы, (б) соединение подшипника скольжения,
(в), (г) цапфы, (д) наконечник.

На основании полученных данных приведенных значений напряжений получены значения долговечности конструкции (Рис. 9).

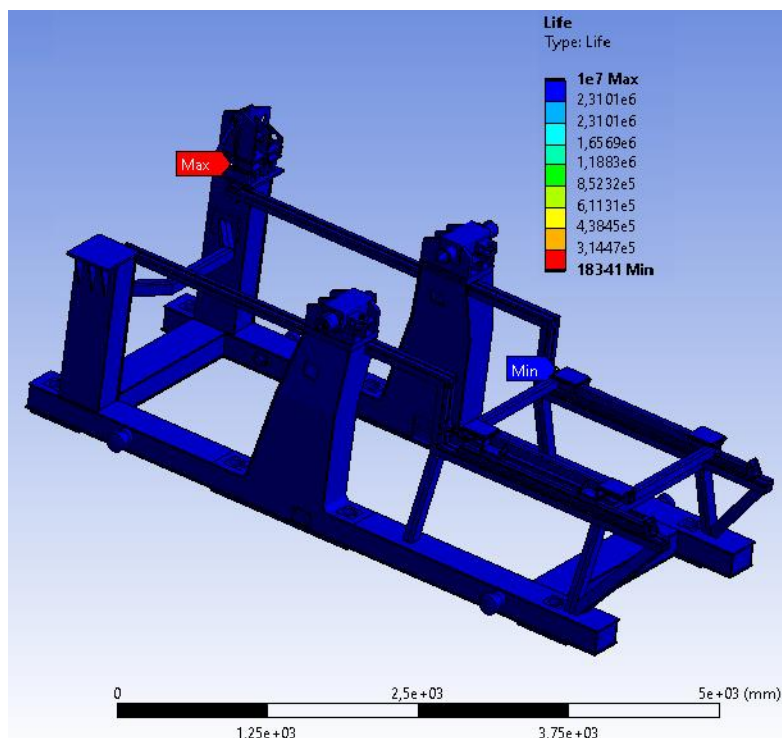


Рисунок 9. Распределение ресурса рамы.

Установлено, что минимальное значение долговечности – 18341 циклов, имеет деталь «шарнир» в соединении «серьга». В элементах крепления к двигателю количество циклов достигает значений $1E^7$.

Заключение

В результате статического расчета установлено, что максимальная величина напряжений составляет 314 МПа и возникает в соединении «серьга». Спрогнозирована долговечность переходной монтажной рамы и ее элементов при воздействии нагрузок во время испытаний двигателя по повторяющемуся регламенту. Выявлено, что наибольшее значение эквивалентных амплитудных напряжений возникает в соединении «серьга» и достигает значения 432 МПа. Расчетное значение числа циклов достигает 18341, что удовлетворяет к требованиям к конструкции рамы в 7000 циклов.

Литература:

1. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов. М.: Мир, 1975. 540 с. [Zenkevich O.S. Finite element method. Moscow: Mir, 1975. 540 p. (transl. to Russian)].
2. Сорокин В.Г. Марочник сталей и сплавов. М.: Машиностроение, 1989. 608 с. [Sorokin V.G. Reference book of steels and alloys. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 608 p. (in Russian)].
3. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. Ч. 1–2. Киев: Наукова думка, 1987. 1848 с. [Troshchenko V.T., Sosnovsky L.A. Fatigue Resistance of Metals and Alloys. Handbook. Parts 1–2. Kyiv: Naukova Dumka, 1987. 1848 p. (in Russian)].
4. Берендеев Н.Н. Методы решения задач усталости в пакете ANSYS Workbench. Нижний Новгород: ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2020. 73 с. [Berendeev N.N. Methods for solving fatigue problems in the ANSYS Workbench package. Nizhny Novgorod: Lobachevsky State University of Nizhny Novgorod, 2020. 73 p. (in Russian)].
5. Зайдес С.А., Исаев А.Н. Технологическая механика осесимметричного деформирования. Иркутск: ИрГТУ, 2007. 432 с. [Zaydes S.A., Isaev A.N. Technological mechanics

of axisymmetric deformation. Irkutsk: Irkutsk State Technical University, 2007. 432 p. (in Russian)].

6. Биргер И.А. Общие алгоритмы решения задач теорий упругости, пластичности и ползучести. В сб.: Успехи механики деформируемых сред. М.: Наука, 1975. С. 51–73. [Birger I.A. General algorithms for solving problems of the theories of elasticity, plasticity and creep. In: Advances in the mechanics of deformable media. Moscow: Nauka, 1975. P. 51–73. (in Russian)].

Об авторах:

ЖЕРНАКОВ Владимир Сергеевич, доктор технических наук, профессор, академик-секретарь отделения математики, физики и машиноведения Академии наук РБ, Академия наук Республики Башкортостан, Россия, Республика Башкортостан, 450008 г. Уфа, ул. Кирова, 15.

АКБАШЕВ Вадим Ринатович, канд. технич. наук, доцент кафедры СМ, Уфимский университет науки и технологий, Россия, Республика Башкортостан, 450076 г. Уфа, ул. Заки Валиди, 32, vадja92@mail.ru.

КОНЕВА Ксения Владимировна, ассистент кафедры СМ, Уфимский университет науки и технологий, Россия, Республика Башкортостан, 450076 г. Уфа, ул. Заки Валиди, 32, ksyu.koneva.95@mail.ru.

ГУЩИНСКИЙ Леонид Константинович, главный инженер проекта управления развития испытательной базы, ПАО «ОДК-УМПО», Россия, Республика Башкортостан, 450039, г. Уфа, ул. Ферина, 2.

Metadata:

Title: Calculation of fatigue strength of a transition mounting frame intended for bench testing of gas turbine engines.

Author 1: Vladimir Sergeevich Zhernakov, Dr. of Tech. Sci., Professor, Academician-Secretary of the Department of Mathematics, Physics and Mechanical Engineering, Academy of Sciences of the Republic of Bashkortostan, 15 Kirov st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia.

Author 2: Vadim Rinatovich Akbashev, Cand. of Tech. Sci., Assistant Professor of the Department of the Strength of Materials, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia.

Author 3: Ksenia Vladimirovna Koneva, Assistant of the Department of Strength of Materials, Ufa University of Science and Technology, 32, Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia, ksyu.koneva.95@mail.ru, 0000-0002-5673-9037.

Author 4: Leonid Constantinovich Gushchinskii, Lead Project Engineer of the Test Infrastructure Development Department, PJSC “United Engine Corporation – Ufa Engine-Building Production Association”, 2 Ferin st., 450039 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia.

Abstract: The results of a study of the fatigue strength of a transitional mounting frame designed to install an aircraft engine on a test bench are presented. The stress-strain state of the mounting frame is modeled under operating loads using the finite element method. The method of numerical calculation of the fatigue strength of structural elements is considered. Based on this technique, a numerical model of the mounting frame has been developed to assess its reliability and durability.

Keywords: finite element method, mounting frame, fatigue strength, gas turbine engine, cyclic durability.