

УДК 621.45.034.017-531.5:681.5.015.23

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДХОДА К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ МАССЫ С СОХРАНЕНИЕМ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ НА ОСНОВЕ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

М. Ю. Козлов<sup>1</sup>, В. Ю. Аркатов<sup>2</sup>, М. С. Гроль<sup>3</sup>

<sup>1</sup>kozlov\_myu@ciam.ru, <sup>2</sup>arkatov@ciam.ru, <sup>3</sup>svinareva@ciam.ru

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П. И. Баранова» (ЦИАМ)

*Поступила в редакцию 07.11.2018*

**Аннотация.** Топологическая оптимизация (ТО) – это вид оптимизации, который позволяет получить наилучшее распределение материала в заданной области конструкции под действием заданных нагрузок и граничных условий. Приведены результаты применения подходов ТО для доработки внутреннего корпуса камеры сгорания (КС). Оптимизация проведена с учетом требований прочности и устойчивости конструкции. Проведено сравнение двух подходов к ТО корпуса КС: с помощью твердотельной и оболочечной моделей. По результатам оптимизации приведено распределение толщин во внутреннем корпусе камеры сгорания, построены твердотельные модели и проведены поверочные расчеты оптимизированной конструкции. Проанализированы преимущества и недостатки использованных подходов.

**Ключевые слова:** топологическая оптимизация; потеря устойчивости; статическая прочность; напряжения; жесткость; камера сгорания; корпус; аддитивные технологии; метод конечных элементов; параметрическая оптимизация.

### ВВЕДЕНИЕ

Подходы ТО рационально использовать при проектировании и доводке деталей и узлов газотурбинных двигателей. Математический фундамент современных подходов оптимизации развивается со второй половины XX в. [1]. Как правило, итеративный оптимизационный расчет выполняется с помощью метода конечных элементов [2, 3]. Результат решения задачи ТО – оптимальное распределение материала в проектной области при заданных нагрузках и граничных условиях при соблюдении ограничений и критериев оптимизации. В ходе решения итеративно определяется вклад каждого конечного элемента в матрице жесткости, и, исходя из этого, определяется его условная плотность. После удовлетворения критериев оптимизации и достижения условий сходимости решение представляет собой распре-

деление условных плотностей, показывающее, в каких областях материал необходим, а в каких – нет с точки зрения постановки задачи. После проведения ТО требуется проводить конструкторскую проработку облика оптимизируемой детали и поверочные расчеты [4]. Интерпретация результатов ТО зачастую более трудоемка, чем постановка и решение задачи. В настоящее время не существует универсальных инструментов для однозначного корректного представления результатов ТО в твердотельную модель [5, 6]. Конструкторская проработка полученного решения может привести к изменению характеристик проектируемой детали и перераспределению массы в проектном объеме. Необходимо проведение поверочных расчетов. Для доводки конструкции могут быть использованы параметрическая оптимизация и оптимизация формы.

Корпус КС является основной деталью двигателя, поэтому к нему предъявляются повышенные требования по прочностной надежности. Учитывая, что проектирование современных двигателей характеризуется повышением температурных и силовых нагрузок, определение толщины КС по классическим методикам приводит к значительной массе конструкции. Оптимизация корпусов КС с обеспечением прочностной надежности при минимизации массы конструкции является актуальной задачей современного двигателестроения.

Данная работа посвящена проблеме совершенствования подхода к проектированию внутреннего корпуса КС.

Основной задачей работы является оптимизация по массе конструкции внутреннего корпуса КС методом ТО с учетом обеспечения требуемых значений запасов прочности и устойчивости.

В данной работе ТО внутреннего корпуса КС проведена двумя различными способами:

- с помощью оболочечной модели в линейной постановке; с оптимизацией по массе при обеспечении заданных запасов устойчивости

- с помощью твердотельной модели с оптимизацией прочности с последующей доводкой по устойчивости.

Преимуществом использования подхода ТО является возможность получить конструкцию, удовлетворяющую условиям прочности и устойчивости при минимальной массе. Недостаток метода заключается в сложности интерпретации и конструкторской проработки полученной концептуальной модели. Конструкции, полученные с помощью методов ТО, зачастую сложно или невозможно изготовить традиционными методами. Эта проблема может быть решена с помощью применения аддитивных технологий.

#### ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА ОПТИМИЗАЦИИ

В качестве объекта оптимизации выбран внутренний корпус КС (рис. 1). Отношение толщины оболочки внутреннего корпуса  $\delta$  к радиусу  $R$  составляет,  $\delta/R=0,0055-0,007$ . Масса внутреннего корпуса КС составляет 10,66 кг.

Материал корпусов КС – ХН62ВМТЮ. Перепад давления на наружную оболочку  $q_n=2,629$  МПа, перепад давления на внутреннюю оболочку и стойку  $q_v=1,354$  МПа. Осевая сила, действующая на задний фланец наружной оболочки, составляет  $P=76,5$  кН. Осевая сила, действующая на задний фланец внутренней оболочки, составляет  $P=24,5$  кН. Температурное состояние КС  $t=600-655$  °С.

Предварительные расчеты показали, что при данном тепловом градиенте температурные напряжения практически не влияют на общее напряженное состояние внутреннего корпуса КС. При оптимизации расчеты проведены без учета температурных напряжений. Модуль упругости материала задавался при максимальной рабочей температуре  $t=655$  °С.



Рис. 1. Твердотельная модель корпуса КС

Оптимизация конструкции внутреннего корпуса КС проведена двумя способами – с помощью оболочечной модели и с помощью твердотельной модели.

При решении задачи использовался метод конечных элементов. Как правило, в программных комплексах, основанных на методе конечных элементов, имеются два способа определения нагрузок, вызывающих потерю устойчивости: нелинейный расчет потери устойчивости и расчет потери устойчивости, связанный с вычислением собственных значений (линейный).

При линейном анализе потери устойчивости, связанном с вычислением собственных значений, рассматривается потеря устойчивости идеально упругой структуры. Данный метод соответствует теоретическому подходу к анализу упругой потери устойчивости: например, анализ устойчивости стержня будет соответствовать классическому решению Эйлера, анализ устойчивости оболочек будет соответствовать теоретическому решению, описанному в [7–9]. Однако, нелинейности поведения конструкции и ее материала препятствуют достижению теоретического запаса устойчивости большинства реальных структур. Таким образом, линейный анализ в ряде случаев дает быстрые, но неудовлетворительные результаты.

Нелинейный расчет задачи потери устойчивости является статическим расчетом с включением учета больших перемещений, продолжающийся до точки, в которой обнаруживается предельная нагрузка или имеется максимально допустимая нагрузка. В расчет могут включаться иные нелинейные свойства, например пластичность материала.

Основной подход нелинейного расчета устойчивости заключается в постоянном приращении нагрузки до момента достижения дивергенции (расхождения) решения. Следует убедиться, что при приближении к ожидаемой критической нагрузке приращения нагрузки являются приемлемыми и обеспечивают точность расчета. Если приращение нагрузки чрезмерно велико, предсказываемая нагрузка при потере устойчивости может оказаться неточной.

Нелинейный расчет потери устойчивости обеспечивает более точное решение и поэтому рекомендуется при проектировании или исследовании существующих конструкций.

Однако следует отметить, что нелинейный расчет является более трудоемким, чем линейный, и при его решении требуется проводить большой анализ, как при создании расчетной модели, так и при получении решения (правильность приложения нагрузки, анализ сетки модели, правильность задания пластических свойств материала, минимальный шаг нагрузки, анализ решения и т.п.).

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ

Часто при анализе потери устойчивости делаются различного рода допущения при приложении нагрузок и граничных условий. Так, например, при анализе устойчивости внутреннего корпуса КС от перепада давления могут не учитываться осевые силы. Также анализ может быть проведен без учета в конструкции наружного корпуса КС и стоек, а граничные условия в таком случае прикладываются в виде жесткой заделки внутреннего корпуса КС в месте крепления стойки. Данные допущения могут значительно сказываться на результатах расчета.

Проведено исследование влияния различных параметров модели (линейный и нелинейный методы расчета, граничные условия с учетом и без учета наружного корпуса и стоек, с учетом и без учета осевых сил) на результаты расчета потери устойчивости. Результаты расчета потери устойчивости при различных сочетаниях параметров расчетной модели приведены в табл. 1.

Таблица 1

Влияние параметров расчетной модели на результаты расчета

№	Тип анализа	Геом. модель	Осевая сила	$K_y$
1	Нелинейный	Полная	+	1,97
2	Линейный	Полная	+	2,22
3	Линейный	Полная	–	2,06
4	Нелинейный	Внутренний корпус	+	1,99
5	Линейный	Внутренний корпус	+	2,37
6	Линейный	Внутренний корпус	–	2,28

Результаты расчета суммарных перемещений при начале потери устойчивости для наиболее корректного варианта расчета 1 (с учетом геометрической нелинейности и нелинейности свойств материала, с учетом осевых сил, с учетом в конструкции наружного корпуса и стоек) приведен на рис. 2.

Результаты расчета формы потери устойчивости наиболее упрощенного вари-

анта 6 (линейный анализ внутреннего корпуса без учета осевых сил) приведен на рис. 3.

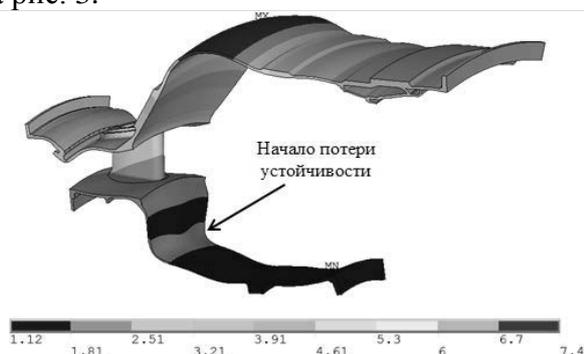


Рис. 2. Суммарные перемещения для варианта расчета 1 при начале потери устойчивости, мм

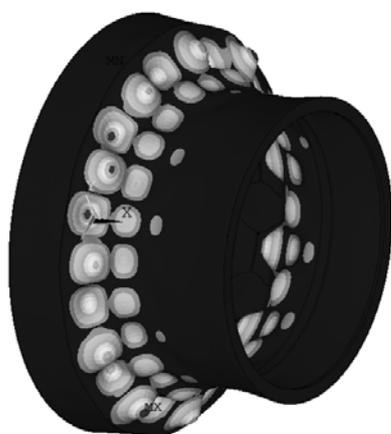


Рис. 3. Форма потери устойчивости для варианта расчета 6

Основные выводы по результатам расчета устойчивости исходной модели при различных параметрах расчета:

- осевая сила увеличивает запас устойчивости на 7,4 % для линейной задачи полной модели (сравнение вариантов расчета 2 и 3);

- при переходе от полной модели корпуса КС к внутреннему корпусу КС запас по устойчивости повышается на 0,7 % в нелинейной постановке (сравнение вариантов расчета 1 и 4), и повышается на 7,1 % в линейной постановке (сравнение вариантов расчета 2 и 5);

- при нелинейном расчете запас устойчивости уменьшается на 11,1 % относительно линейного расчета для полной модели (сравнение вариантов расчета 1 и 2), для модели внутреннего корпуса КС запас устойчивости уменьшается на 16,4 % (сравнение вариантов расчета 4 и 5);

- значительная разница в результатах расчета в линейной постановке методом Eigen Buckling и нелинейным методом обусловлена тем, что потеря устойчивости происходит в нелинейной области поведения материала.

Таким образом, для исходной модели КС потерю устойчивости требуется подтвердить нелинейным расчетом с учетом функции больших перемещений. С другой стороны, задачи оптимизации не поддерживают функцию учета больших перемещений.

Учитывая, что дальнейшая оптимизация выполнена в линейной постановке для модели внутреннего корпуса КС (вариант расчета 6), был введен поправочный коэффициент расчета:

$$K_{\text{попр}} = K_{y6} / K_{y1},$$

где  $K_{y1}$  – запас устойчивости для варианта расчета 1;  $K_{y6}$  – запас устойчивости для варианта расчета 6.

$$K_{\text{попр}} = 1,155.$$

Стоит отметить, что данный коэффициент справедлив только для исходной модели корпуса КС и для оптимизированной конструкции может отличаться.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КОРПУСОВ ОБОЛОЧЕЧНЫМИ КОНЕЧНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

ТО внутреннего корпуса КС по потере устойчивости с помощью оболочечной модели проведена в линейной постановке.

Минимально допустимый запас устойчивости закладывался с учетом поправочного коэффициента для перехода от нелинейного расчета к линейному  $K_{\text{попр}} = 1,155$ .

Оболочечная модель внутреннего корпуса КС приведена на рис. 4. Фланцы и места соединения со стойками не включены в проектную область, подлежащую изменению в процессе оптимизации. Предварительный анализ показал, что ребро жесткости исходной конструкции установлено в месте потери устойчивости внутреннего корпуса КС для гладкой оболочки. Ребро жесткости исходной конструкции решено было оставить, оптимизировалась лишь толщина ребра.

Жесткое закрепление модели выполнено в местах соединения стоек с внутренним контуром. На внутренний корпус КС приложен наружный перепад давления  $q_{в}=1,354$  МПа.

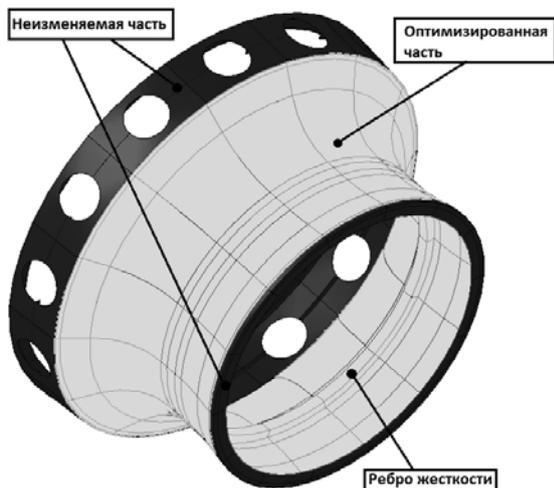


Рис. 4. Оболочечная модель для оптимизации

Базовая (минимальная) толщина оптимизированной конструкции принята  $h_{баз}=0,5$  мм, максимальная толщина  $h_{max}=1,5$  мм соответствует толщине исходной конструкции.

Результатом расчета является распределение условной плотности  $\rho$  (в данном случае, для оболочечной модели – толщины) в проектной области (рис. 5).



Рис. 5. Распределение условной плотности после оптимизации

Из рис. 5 видно, что условная плотность распределена по оболочке неравномерно и несимметрично. Для упрощения условная

плотность осреднена по окружности: корпус КС представлен как набор окружностей (сечения плоскостями, перпендикулярными оси корпуса КС), для каждой из которых найдено среднее значение условной плотности.

Толщина стенки корпуса КС в каждой точке по длине модели (в узле конечно-элементной сетки) определялась по формуле:

$$h_{оптi} = h_{баз} + (h_{max} - h_{баз}) \cdot \rho_i$$

На основе оптимизированной оболочечной модели построена твердотельная модель. В ходе поверочных расчетов проверялись условия прочности и устойчивости  $Km \geq [Km]$ ,  $Ky \geq [Ky]$ . Поверочные расчеты оптимизированной твердотельной модели проводились в нелинейной постановке с учетом наружного корпуса и стоек, а также с учетом осевых сил, действующих на фланцы корпусов.

Выигрыш по массе оптимизированной конструкции составил 0,516 кг, что соответствует 4,8 % от исходной модели.

Несмотря на относительную быстроту расчета с использованием оболочечной модели, при обработке результата оптимизации возникли трудности с однозначной интерпретацией полученного решения. Также недостатком данного метода является необходимость задания поправочных коэффициентов для учета разницы расчетов оболочечной и твердотельной моделей.

Распределение снижения толщины стенки оптимизированного внутреннего корпуса КС по сравнению с исходной моделью приведено на рис. 6.

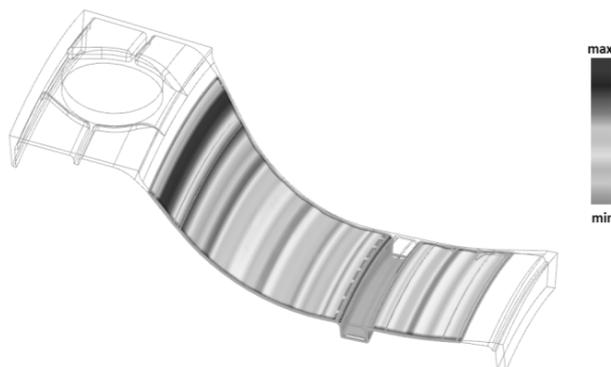


Рис. 6. Распределение снижения толщины стенки оптимизированного корпуса КС

### РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ С ПОМОЩЬЮ ТВЕРДОТЕЛЬНОЙ МОДЕЛИ

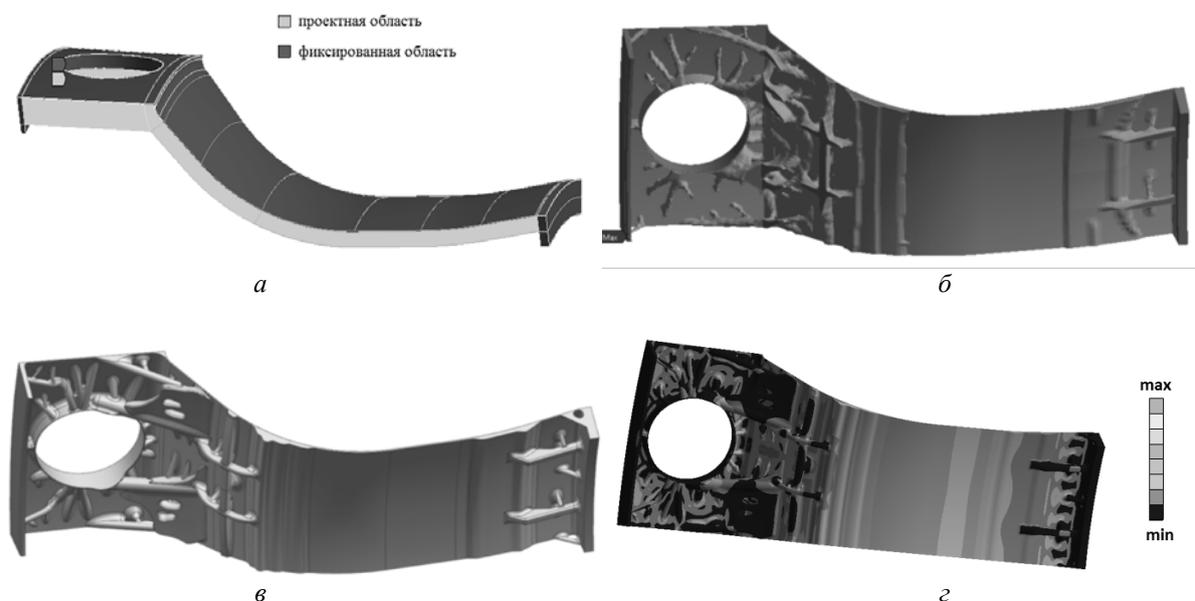
Для получения принципиально иной конструкции проектная область была утолщена относительно исходной конструкции (рис. 7, а). В качестве критерия оптимизации принята максимизация жесткости при ограничении массы проектной области не более 15 % от исходной. Проектная область и неизменяемая часть конструкции указаны на рис. 7, а.

Результат оптимизации приведен на рис. 7, б. По результатам интерпретации полученного распределения условных плотностей и конструкторской проработки получена твердотельная модель. Конструкция дорабатывалась по результатам поверочных прочностных расчетов. Конечная оптимизированная модель КС приведена на рис. 7, в. На рис. 7, г представлено распределение эквивалентных по Мизесу напряжений для полученной после проработки твердотельной модели. Интерпретация результатов оптимизации – трудоемкий процесс, зачастую отнимающий больше времени, чем постановка задачи и оптимизационный расчет. Так как результат ТО представляет собой

конечно-элементную модель с удаленными из нее элементами с условной плотностью ниже определенной, в модели сразу после оптимизации можно наблюдать слишком сложные геометрические формы, небольшие пустоты, почти одинаковые периодически повторяющиеся элементы, ребра и поддержки неправильной формы в сечении.

Все эти геометрические особенности подлежат упрощению (рис. 8). Такая доработка конструкции влечет за собой изменение характеристик (например, перераспределение напряжений) и массы конструкции. Требуется проведение поверочных расчетов.

Проведен расчет устойчивости полученной модели. Ограничения по устойчивости корпуса КС не учитывались как ограничения и критерии оптимизации, так как современные программные пакеты не позволяют задавать одновременно ограничения по устойчивости и по прочностной надежности. Расчет проведен с учетом нелинейности и больших перемещений. В областях потери устойчивости при запасе  $K_y < [K_y]$  проведено усиление конструкции с помощью добавления ребер жесткости и утолщения стенки внутреннего корпуса КС.



**Рис. 7.** Этапы проведения оптимизации и обработки результатов: а – модель для проведения оптимизации; б – результат оптимизации – элементы с условной плотностью, близкой к 1, которые необходимо «оставить»; в – твердотельная модель по результатам оптимизации; г – распределение эквивалентных по Мизесу напряжений, МПа

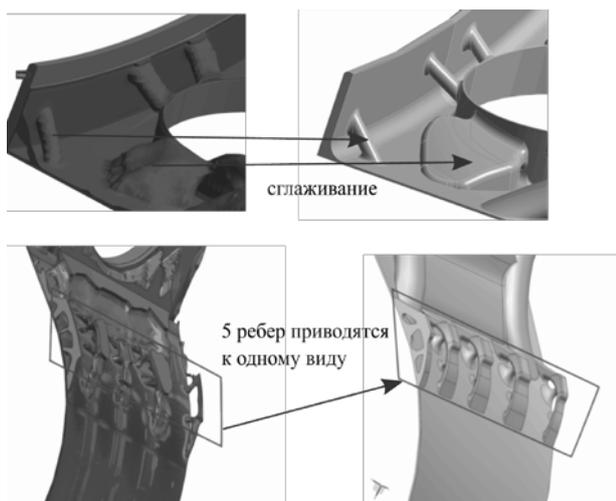


Рис. 8. Упрощение геометрических особенностей

Конструкция корпуса КС с учетом доработки по устойчивости приведена на рис. 9. Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений под действием заданных нагрузок и граничных условий приведено на рис. 10.

Масса доработанной конструкции снижена на 1,13 кг, что соответствует 10,6 % от массы исходного внутреннего корпуса КС.

Полученная конструкция корпуса КС не является технологичной, ее сложно изготовить традиционными методами производства. Изготовление такой конструкции возможно с применением аддитивных технологий.



Рис. 9. Доработанная твердотельная модель



Рис. 10. Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений для доработанной с учетом требований по устойчивости конструкции, МПа

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

В результате проведения ТО двумя разными подходами получены две разные концептуальные модели корпуса КС. Обе модели удовлетворяют требованиям по прочности и устойчивости ( $K_m$  оболоч=2,41,  $K_m$  твердотельн=3,00;  $K_u$  оболоч=1,75,  $K_u$  твердотельн=1,91). Снижение массы всего внутреннего корпуса КС для ТО твердотельной модели вдвое больше (4,8 % для оболочечной модели и 10,6 % для твердотельной модели).

ТО с помощью оболочечной модели позволяет с относительно низкими затратами машинного времени получить оптимальную по массе конструкцию, которую можно изготовить традиционными технологическими методами. При этом интерпретация результата оптимизации сложна, для сопоставления с твердотельным расчетом требуется вычислять поправочные коэффициенты, а масса конструкции может быть снижена незначительно. Применение твердотельной модели для ТО позволяет получить больший выигрыш в массе и не накладывает ограничений на объем проектной области, но при этом существенно повышается время расчета, результаты зачастую сложно интерпретировать и превращать в твердотельную модель, а окончательная конструкция имеет сложную форму.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ полученных результатов показал возможность применения ТО при проектировании внутреннего корпуса КС. ТО позволяет получить только концептуальный облик модели, и после получения результатов требуется трудоемкая интерпретация и проработка конструкции. В результате проведения ТО с применением двух различных подходов были получены модели корпуса КС. Проанализированы преимущества и недостатки обоих подходов. Симбиоз современных подходов к проектированию и новых технологий производства позволяет уйти от большинства технологических ограничений на результирующую конструкцию и повысить характеристики деталей и узлов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Bendsoe M. P., Kikuchi N.** Generating optimal topologies in structural design using a homogenisation method // *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 1988. V. 71, no. 2, pp. 197–224.

2. **Васильев Б. Е., Магеррамова Л. А.** Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва» (Самарский университет), 2015. № 3–1. С. 139–147. [В. Е. Vasilyev, L. A. Magerramova, “Analysis of the possibility of using topology optimization in the design of uncooled turbine rotor blades”, (in Russian), in *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika S. P. Koroleva*, no. 3-1, pp. 139-147, 2015. ]

3. **Сысоева В. В., Чедрик В. В.** Алгоритмы оптимизации топологии силовых конструкций. Ученые записки ЦАГИ. 2011. Т. XLII. С. 91–102. [В. В. Sysoeva, V. V. Chedrik, “Algorithms of optimization of power structures”, (in Russian), in *Uchenie zapiski TSAGI*, v. XLII, pp. 91-102, 2011. ]

4. **Анализ** возможности применения топологической оптимизации при проектировании зубчатых передач / Б. Е. Васильев и др. // *Машины и установки проектирования, разработка и эксплуатация.* 2017. № 3. С. 35–45. [В. Е. Vasilyev, et. al. “Analysis of possibility of applying topology optimization for design of gears”, (in Russian), in *Mashiny i ustanovki, proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsia*. no. 3, pp. 35-45, 2017. ]

5. **Zhu J.-H., Zhang W.-H., Xia L.** Topology Optimization in Aircraft and Aerospace Structures Design // *Arch. Comput. Methods Eng.* Springer Netherlands. 2016. V. 23, no. 4, pp. 595–622.

6. **Browne P.A.** Topology Optimization of Linear Elastic Structures // *Univ. Bath.* 2013. P. 218.

7. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е издание. М.: Машиностроение, 1979. 702 с. ил. [И. А. Birger, B. F. Shorr, G. B. Iosilevich, *Strength calculation of machine parts*, (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1979. ]

8. **Лизин В. Т., Пяткин В. А.** Проектирование тонкостенных конструкций. М.: Машиностроение, 1976. 405 с. ил. [В. Т. Lizin, V. A. Pyatkin, *Design of thin-walled structures*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1976. ]

9. **Вольмир А. С.** Устойчивость деформируемых систем. 2-е издание. М.: Наука, 1967. 984 с. ил. [А. С. Volmir, *Stability of deformable systems*, (in Russian). Moscow: Nauka, 1967. ]

## ОБ АВТОРАХ

**КОЗЛОВ Михаил Юрьевич**, дипл. инженер (УГАТУ), ведущий инженер отделения прочности ЦИАМ, аспирант. Готовит дисс. о расчетно-экспериментальных исследованиях в обеспечении выбора прочностной надежности силовой схемы авиационного газотурбинного двигателя.

**АРКАТОВ Владислав Юрьевич**, дипл. инженер (МГТУ им. Баумана), инженер отделения прочности ЦИАМ.

**ГРОЛЬ Мария Сергеевна**, дипл. инженер (МГТУ им. Баумана), аспирант, инженер 2 кат. отделения прочности ЦИАМ. Готовит дисс. о применении топологической оптимизации при проектировании деталей и узлов авиационных двигателей.

## METADATA

**Title:** Development of the approach of inner casing for combustion chamber design with the aim of weight reduction with preservation of reliability based on topology optimization.

**Authors:** M. Yu. Kozlov<sup>1</sup>, V. Yu. Arkatov<sup>2</sup>, M. S. Grol<sup>3</sup>

**Affiliation:**

Central Institute for Aviation Motor Development named after P.I. Baranov (CIAM), Russia.

**Email:** <sup>1</sup>kozlov\_myu@ciam.ru, <sup>2</sup>arkatov@ciam.ru, <sup>3</sup>svinareva@ciam.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 2 (84), pp. 98-105, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** Topological optimization is a type of optimization that allows to obtain the best variant of material distribution in a given design area for given loads and boundary conditions. The article presents the results of the application of topological optimization approaches for the improvement of the internal combustion chamber casing. The optimization is carried out taking into account the requirements of strength and stability of the structure. The work is done in two ways, using solid and shell models. The optimization results shows the distribution of thicknesses in the inner casing of the combustion chamber constructed of a solid model and conducted verification calculations of the optimized design. The advantages and disadvantages of both optimization methods, taking into account the complexity of manufacturing the obtained structures.

**Key words:** topology optimization, buckling, combustion chamber, casing.

**About authors:**

**KOZLOV, Mikhail Yurievich**, Lead Engineer of Stress analysis. Engineer-researcher (UGATU).

**ARKATOV, Vladislav Yurievich**, Engineer of Stress Analysis. Engineer-Researcher (Bauman University, 2018).

**GROL, Maria Sergeevna**, Engineer of Stress Analysis. Engineer-Researcher (Bauman University, 2017).