

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-38-48

Реализация топологической оптимизации методом BESO в среде ANSYS APDL и ее применение для оптимизации формы шатунa тепловозного дизеля

Л.Л. Мягков, С.П. Чирский

МГТУ им. Н.Э. Баумана

The Implementation of the BESO Method for Topology Optimization in ANSYS APDL and its Application for Optimization of the Connecting Rod Shape of a Locomotive Diesel Engine

L.L. Myagkov, S.P. Chirskii

Bauman Moscow State Technical University

Повышение удельных показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания с одновременным снижением их материалоемкости требует поиска оптимальных по массе деталей. При этом детали должны сохранять работоспособность. На большую часть деталей одновременно действуют несколько нагрузок, переменных по значению и направлению, что усложняет задачу поиска оптимальной формы. В настоящее время актуальной задачей является разработка автоматизированных методов решения подобных оптимизационных задач. Рассмотрен алгоритм топологической оптимизации методом BESO, реализованный в среде ANSYS APDL. Определены целевая функция, ограничения и критерии работоспособности для оптимизации шатунa тепловозного дизеля. Приведены результаты использования предложенной методики для поиска новой и оптимизации существующей конструкции шатунa. Сделан вывод о необходимости выполнения подробного эластогидродинамического расчета подшипников скольжения, что позволит ввести более адекватный критерий работоспособности шатунa. Определены дальнейшие шаги развития методики.

Ключевые слова: поршневой двигатель, циклическая прочность, ANSYS APDL, топологическая оптимизация, эволюционная структурная оптимизация, форма шатунa

To increase specific indices of internal combustion piston engines and simultaneously decrease material consumption, a search for optimal parts with regard to mass is required while ensuring the parts' efficiency. Most of the parts are simultaneously subjected to several loads, variable in magnitude and direction. This complicates the task of finding the optimal shape. At present, the development of automated methods for solving such optimization

problems gains importance. The article describes an algorithm for topological optimization using the BESO method implemented in the ANSYS APDL environment. The objective function, limitations and efficiency criteria are defined for optimization of the connecting rod of a locomotive diesel engine. The results demonstrating the application of the developed technique for the search for a new connecting rod design are presented. It is concluded that it is necessary to perform detailed elastohydrodynamic modeling of the journal bearings that makes it possible to introduce a more adequate criterion for evaluating the connecting rod efficiency. Further steps to develop the proposed technique are determined.

Keywords: piston engine, fatigue strength, ANSYS APDL, topology optimization, evolutionary structural optimization, connecting rod shape

Основные детали двигателей внутреннего сгорания (далее двигатели) — поршень, коленчатый вал и шатун — подвержены действию самых больших нагрузок. При этом они должны быть надежными и работоспособными. В связи с этим актуальной задачей является сокращение их массы, благодаря чему снижается их материалоемкость, а в ряде случаев и стоимость. Кроме того, уменьшаются инерционные нагрузки, действующие на подвижные детали, что может позитивно повлиять на условия работы всего механизма.

Поиск формы детали, в которой материал используется максимально эффективно, — это оптимизационная задача. Ее решению посвящено большое количество публикаций.

Состояние проблемы. Для корректной формулировки оптимизационной задачи требуется выбрать функцию цели и ограничения. Функцией цели чаще всего служит масса детали, так как повышение эффективности использования материала однозначно ведет к ее снижению. Первая группа ограничений связана с работоспособностью детали, вторая — с ее габаритными размерами, позволяющими ей работать в существующем механизме. Третья группа, зависящая от технологии изготовления детали, накладывает на ее форму ограничения, обеспечивающие возможность изготовления. Первая группа описывается прежде всего параметрами прочности и жесткости детали. Вторая и третья группы ограничений по большей части связаны с допустимыми размерами детали.

Работоспособность детали можно проверить экспериментальными или расчетными методами. Экспериментальные методы точны, но их подготовка и выполнение занимают очень много времени даже при условии применения технологий быстрого прототипирования. Стоимость их также достаточно велика. По этой

причине предпочтительнее использовать расчетные методы оценки работоспособности деталей, особенно на начальных этапах поиска оптимальной конструкции.

Основные нагрузки, действующие на детали двигателя, изменяются по значению и направлению, а также зависят от режима его работы. Кроме того, некоторые детали подвержены воздействию не только механических, но и тепловых нагрузок. Самый яркий пример этому — поршень. Цикличность рабочего процесса двигателя приводит к необходимости оценки прочности деталей по критерию циклической прочности.

Существующие аналитические расчетные модели недостаточно точны, поэтому в настоящее время для моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей гораздо чаще используют численные методы. Применение двумерных моделей ограничено их низкой точностью. НДС деталей поршневых двигателей чаще всего моделируют, используя метод конечных элементов для трехмерных моделей. Дополнительное преимущество трехмерных моделей состоит в том, что с их помощью можно очень быстро и точно оценить массу детали. В большинстве случаев метод конечных элементов реализуется с помощью коммерческих пакетов программ, таких как ANSYS [1–6], ABAQUS [7–9], COMSOL [10], MSC Patran [11], LS-DYNA [12].

Описанные в публикациях методики оптимизации формы можно разделить на две большие группы. Первая сравнивает между собой заранее созданные варианты, не внося в них изменения. Результаты проверки работоспособности используются только для выбора лучшего варианта. Такой подход к оптимизации рассмотрен в работах [2–5, 7, 13, 14].

Вторая группа методик оптимизации построена на итерационных методах. На каждой

итерации в конструкцию детали вносятся изменения на основании результатов проверки работоспособности. Итерационные методы оптимизации применены в научных трудах [1, 6, 8–12, 15–17].

Поиск оптимальной формы детали подразумевает некоторый способ изменения ее модели. Простейшим способом является изменение модели вручную [1, 2, 7, 13, 14], что позволяет вносить в нее наиболее радикальные преобразования. Например, в работе [7] у конструкции шатуна изменены радиусы перехода от стержня к головкам и добавлены отверстия в стержне. В статье [13] изменен радиус перехода от стержня к верхней шатунной головке.

Основной недостаток этой группы методов оптимизации заключается в том, что результат полностью зависит от того набора конструкций, из которого выбирается лучший вариант. Чем большее число вариантов сравнивается, тем дольше выполняется поиск.

Автоматизированные способы используют либо параметрическое [3–5, 8, 10, 15], либо топологическое [9, 11, 12, 16, 17] описание геометрии. Применение параметрических моделей позволяет получать только ограниченный набор вариантов конструкции. Топологическое описание предоставляет большие возможности по изменению геометрии модели.

Результат оптимизации методами второй группы во многом зависит от алгоритма, по которому изменяется форма детали в зависимости от результатов проверки работоспособности. Можно использовать метод аппроксимации [5] или проводить анализ чувствительности [4]. В ряде научных трудов применены эволюционные [6] или генетические алгоритмы [6, 8–10, 12, 15, 16] поиска оптимального варианта конструкции. В работе [10] дополнительно описан модифицированный алгоритм кукушки.

Чаще всего для поиска оптимального решения используют готовые решения, как входящие в состав САД-систем, так и дополнительные. Например, в публикации [11] применен модуль топологической оптимизации, входящий в состав пакета MSC Patran, в статье [16] — программа топологической оптимизации TOSCA, а в работе [8] — алгоритм на базе теории игр, реализуемый в среде многопараметрической оптимизации modeFRONTIER.

В публикации [12] процесс реализован в среде Optimus. Выбранный алгоритм также

можно использовать в любой среде программирования. Например, в работе [9] метод двунаправленной эволюционной структурной оптимизации (Bi-directional Evolutionary Structural Optimization — BESO) написан на языке Python. Особенность этого метода состоит в том, что хотя целью оптимизации является снижение массы детали, но принятие решения о возможности удаления элемента осуществляется на основании численного значения энергии его деформации.

Цель работы — создание алгоритма трехмерной топологической оптимизации формы основных деталей поршневого двигателя.

Разработка методики оптимизации. *Постановка задачи.* Обзор публикаций позволил отдать предпочтение топологической оптимизации, так как она предлагает лучшие возможности для поиска новых вариантов конструкции. Целевой функцией оптимизации выбрана масса детали, ограничения связаны с величинами, характеризующими работоспособность детали, и с ее габаритными размерами.

Описание метода оптимизации. Реализация топологической оптимизации осуществляется в программе ANSYS. Разработанный метод относится к группе методов двунаправленной эволюционной структурной оптимизации (BESO). Выбор этого метода обусловлен возможностями, предоставляемыми пакетом конечно-элементного анализа. Кроме того, этот метод не требует выполнения такого большого числа итераций, как, например, генетические методы.

Изменение формы детали осуществляется с помощью встроенной функции рождения и смерти элементов, позволяющей отключать или включать любые элементы конечно-элементной модели. Отключение элемента эквивалентно удалению соответствующего объема материала.

Функция способна работать только с заранее созданными элементами. Поэтому для расширения области поиска оптимальной формы детали исходная оптимизируемая модель содержит запас материала. Фактически эта модель описывает пространство, в пределах которого может содержаться искомая деталь. Аккуратное построение исходной модели исключает столкновение оптимизируемой детали с другими. Объем и форма этого пространства ограничены конструктивными соображениями и способами сопряжения деталей. Все это обеспечивает воз-

возможность установки новой детали в существующую конструкцию.

Алгоритм разработан для оптимизации деталей, подверженных действию переменных циклических нагрузок. В этом случае энергия деформации элемента не является подходящим критерием для принятия решения о его отключении. Поэтому таким критерием выбран коэффициент запаса по циклической прочности, вычисленный для каждого элемента модели.

В результате моделирование НДС оптимизируемой модели выполняется для двух наборов граничных условий, соответствующих состояниям максимального и минимального нагружения. Результаты моделирования позволяют вычислить коэффициенты запаса прочности для каждого элемента модели с использованием формул, рекомендованных стандартом [18].

Описание алгоритма. Так как после внесения в конструкцию детали изменений необходимо провести проверку ее работоспособности, позволяющую сделать вывод о возможности дальнейшей оптимизации, последняя носит итерационный характер. При этом те области, которые обеспечивают задание граничных условий и взаимодействие исследуемой и сопряженных деталей, остаются неизменными — их элементы никогда не отключаются.

Общая блок-схема алгоритма поиска оптимальной формы детали приведена на рис. 1.

Изменение формы детали осуществляется в блоке «Включение/отключение элементов {3}» путем включения или отключения некоторых элементов модели. Главная особенность выбранного метода оптимизации состоит в том, что хотя целевой функцией оптимизации является масса детали, а ограничения связаны с ее работоспособностью, для принятия решения о возможности отключения элемента используется значение коэффициента запаса по критерию циклической прочности.

Работоспособность детали в первую очередь определяется ее прочностью: если коэффициент запаса прочности детали больше минимального допустимого значения, то деталь остается работоспособной. У многих деталей прочность — необходимое, но недостаточное условие работоспособности. Для них требуется вводить дополнительные критерии работоспособности. Таким критерием может быть жесткость детали.

Другой критерий работоспособности — степень изменения форм поверхностей, которыми деталь контактирует с другими единицами или выполняет свои функции. Оптимизация продолжается до тех пор, пока дальнейшее удаление материала не приводит к потере работоспособности.



Рис. 1. Общая блок-схема алгоритма поиска оптимальной формы детали

Доля отключаемых элементов изменяется в зависимости от результатов проверки работоспособности в блоке «Изменение допустимой доли отключаемых элементов {1}» (см. рис. 1). Чем выше жесткость детали, тем больше элементов можно отключить на следующей итерации оптимизации. При недостаточной жесткости доля отключаемых элементов изменяется так, чтобы на следующей итерации количество включенных элементов увеличилось.

Чтобы отключить определенную долю элементов, необходимо подобрать соответствующий диапазон допустимых значений коэффициента запаса прочности. С точки зрения алгоритма такой подход не является самым быстрым и простым, однако его проще реализовать в среде Mechanical APDL. Процесс подбора выполняется в блоке «Подбор допустимых значений коэффициентов запаса прочности {2}».

Таким образом, входными управляющими параметрами, влияющими на процесс и результат оптимизации, являются необходимая доля отключаемых элементов и ограничения, определяющие работоспособность детали.

Описанный алгоритм оптимизации реализован на встроенном языке программирования APDL. Длительность процесса оптимизации определяется временем расчета НДС. Затраты времени на вычисление необходимых величин,

обработку результатов и изменение формы детали незначительны.

Примеры использования методики оптимизации. *Получение новой формы детали.* Подробнее процесс оптимизации рассмотрим на примере шатуна среднеоборотного тепловозного дизеля, работоспособность которого ограничена несколькими параметрами. Основной критерий работоспособности — достаточная прочность всех элементов шатуна. Дополнительно необходимо ограничивать деформации поверхности шатунного подшипника и стержня шатуна. Форма поверхности шатунного подшипника определяет качество его работы. Чрезмерная деформация стержня шатуна приведет к недопустимому изменению кинематической схемы кривошипно-шатунного механизма.

На шатун действует несколько переменных по значению и направлению сил, поэтому для него выполняется расчет циклической прочности по методике, описанной в ГОСТ 25.504–82 [18].

Исходная оптимизируемая модель шатуна показана на рис. 2, а. Формы и размеры поверхностей верхней и нижней головок аналогичны конструкции прототипа. Верхняя часть шатуна, втулка верхней головки и шпильки объединены склейкой в общее тело. Крышка шатуна, вкладыши и шпильки способны перемещаться относительно друг друга.

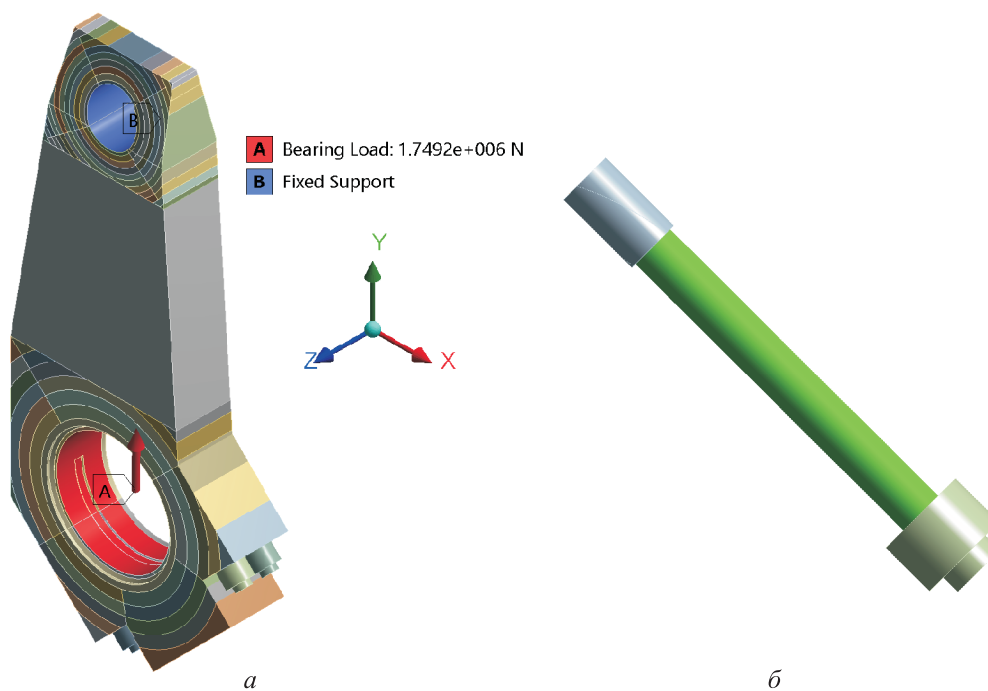


Рис. 2. Исходная оптимизируемая модель шатуна (а) и модель шпильки (б)

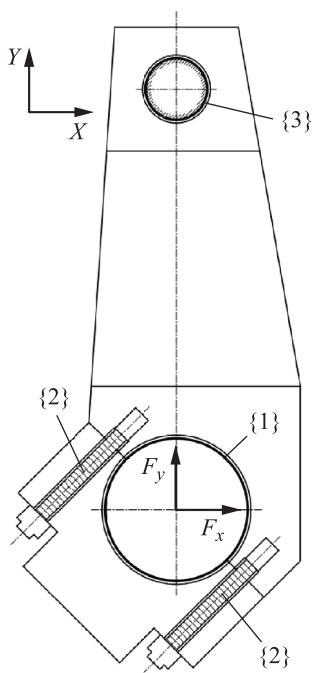


Рис. 3. Расчетная схема

Действующая на шатун сила может быть задана разными способами. В выполненном расчете она задана с помощью инструмента Bearing Load, распределяющего действующую нагрузку по закону, характерному для цилиндрического подшипника скольжения. На рис. 3 поверхность, для которой задано граничное условие типа Bearing Load, обозначена как {1}. Анализ векторных диаграмм сил, действующих на шатунную шейку, позволяет определить, при каких углах поворота коленчатого вала на шатун действуют максимальная и минимальная силы. В данном случае эти углы определены равными 185 и 0° соответственно. При этом нулевой угол поворота коленчатого вала указывает на начало такта сжатия.

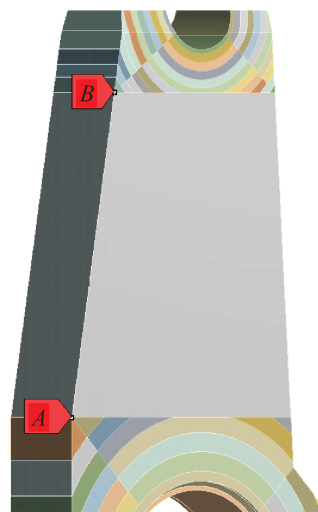
Сила, действующая на шатун, лежит в плоскости его качания, поэтому может быть описана двумя проекциями — по осям X и Y. Для максимальной силы заданы проекции: $F_x = 34\,751\text{ Н}$ по оси X и $F_y = 1748\,871\text{ Н}$ по оси Y. Минимальная сила действует вдоль оси Y и составляет $F_y = -141\,440\text{ Н}$.

Затяжка шатунных шпилек силой 250 кН описана температурной деформацией ее средней части — для нее заданы температура $-5,7\text{ °C}$ и коэффициент температурной деформации $0,0001\text{ 1/K}$. Температура остальных деталей принята равной 20 °C . Модель шпильки показана на рис. 2, б, ее средняя (охлажденная) часть выделе-

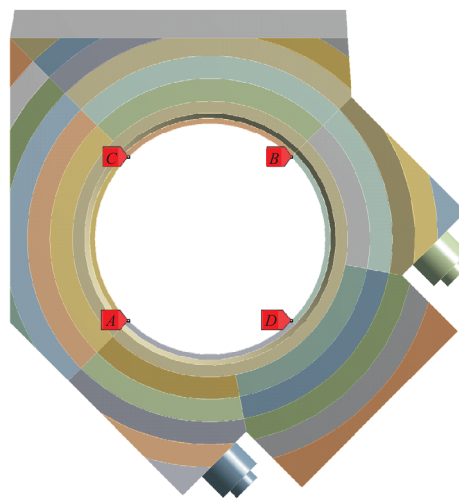
на зеленым цветом. На рис. 3 охлажденная часть шпильки заштрихована и обозначена как {2}.

Перемещение шатуна ограничено заделкой, заданной для внутренней поверхности верхней головки шатуна. На рис. 3 поверхность, для которой задана заделка, обозначена как {3}.

Жесткость стержня шатуна оценивается по величине его деформации — изменению расстояния между точками A и B (рис. 4, а), а жесткость нижней головки шатуна — по степени овализации поверхности шатунного подшипника. Степень овализации определяется в плоскости разреза нижней головки шатуна (точки A и B) и в плоскости, перпендикулярной плоскости разреза (точки C и D). Расположение контрольных точек нижней головки шатуна показано на рис. 4, б.



а



б

Рис. 4. Расположение контрольных точек на стержне шатуна (а) и его головке (б)

Конечно-элементная модель шатуна, содержащая 137 626 элементов различной формы, показана на рис. 5. Разбиение объемов верхней и нижней головок на кольцевые сегменты позволяет построить качественную сетку конечных элементов. Оптимизируемая модель может быть описана меньшим количеством шестигранных элементов, однако элементы с меньшим числом граней позволяют аккуратнее описывать новую форму детали, получаемую в процессе оптимизации.

В процессе оптимизации всегда остаются «живыми» следующие элементы: верхнего и нижнего вкладышей, втулки верхней головки шатуна, шпилек, поверхности разъема нижней головки шатуна и всех поверхностей, контактирующих со шпильками.

На рис. 6, а–в показаны промежуточные результаты оптимизации.

На рис. 7, а показана полученная в процессе оптимизации конечно-элементная модель, описывающая новую форму детали. Такая модель может быть использована для проверки работоспособности, однако ее поверхность описана грубо. Чтобы из конечно-элементной модели детали получить полноценную сглаженную твердотельную модель, требуются дополнительные действия.

Результаты можно обработать как вручную, так и с помощью специализированных программных продуктов. В данном исследовании преобразование конечно-элементной модели в

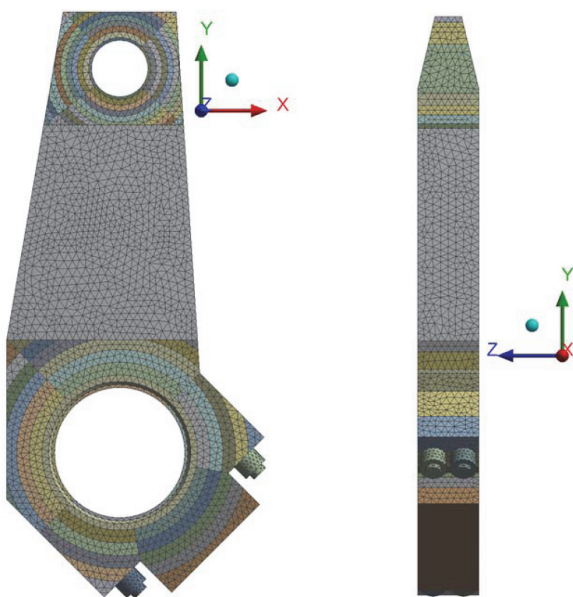


Рис. 5. Конечно-элементная модель шатуна

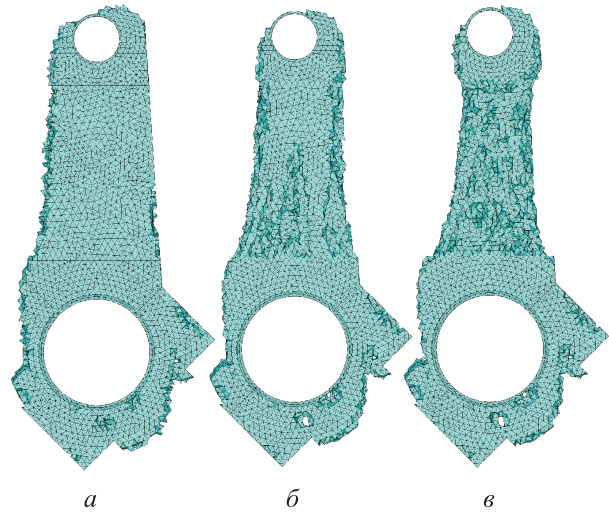


Рис. 6. Пример оптимизации существующей конструкции шатуна

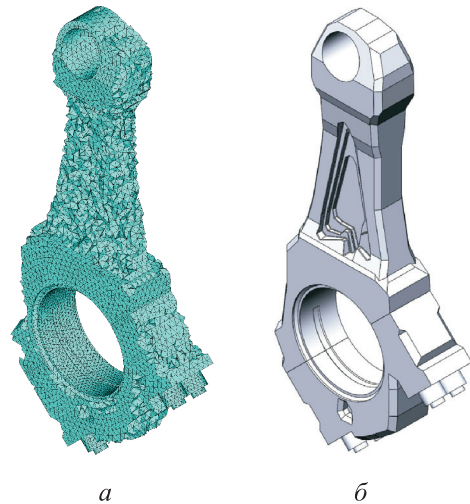


Рис. 7. Конечно-элементная (а) и твердотельная (б) оптимизированные модели шатуна

твердотельную проведено вручную. При подготовке исходной модели была пропущена проверка, исключающая возможность столкновения оптимизируемой детали с другими. Поэтому такая проверка выполнялась уже на конечном этапе оптимизации — при преобразовании конечно-элементной модели в твердотельную. Результат представлен на рис. 7, б.

Не все области полученной модели выглядят адекватными. Так, часть верхней головки шатуна имеет слишком маленькую толщину. Это связано с использованием упрощенных граничных условий. Вместе с тем полученная форма стержня шатуна близка к традиционной двутавровой конструкции.

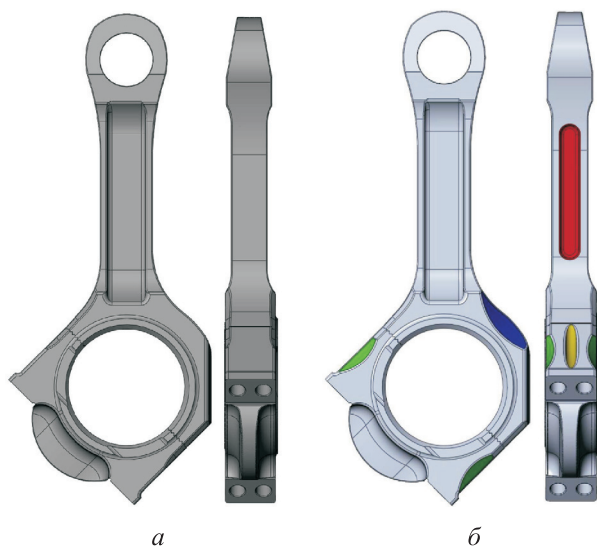


Рис. 8. Конструкции шатуна до (а) и после (б) оптимизации

Оптимизация формы существующей детали.

Описанную методику можно применить для снижения массы существующей детали. С этой целью в качестве исходной оптимизируемой модели следует использовать модель существующей детали. Если это возможно, то будет удалена часть материала детали, а также выполнено условие достаточной работоспособности.

Первым объектом исследования стал шатун среднеоборотного тепловозного дизеля, исходная оптимизируемая модель которого показана на рис. 8, а. Метод оптимизации позволил выявить некоторые области, где материал можно удалить без вреда для работоспособности детали. На рис. 8, б эти области выделены зеленым, синим, красным и желтым цветом. Массу детали удалось уменьшить на 3,2 %. Такой малый выигрыш в массе объясняется проработанностью конструкции выбранного объекта исследования.

Такая же процедура проведена для крышки коренной опоры коленчатого вала среднеоборотного тепловозного дизеля, исходная оптимизируемая модель которой представлена на рис. 9, а. В этом случае достигнут более ощутимый эффект как по уменьшению массы, так и по изменению формы детали. Оптимизация обеспечила снижение массы детали на 7,4 % (рис. 9, б).

Выводы

1. Предложенная методика позволяет выполнять поиск новой формы детали в пределах некоторой исходной модели, а также оптимизировать форму существующих изделий. Программа написана на встроенном языке программирования APDL. Функция цели оптимизации — минимальная масса детали. Ограничения связаны с работоспособностью детали, описываемой прочностью или жесткостью детали. Возможность установки новой детали в существующую конструкцию обеспечивается как на стадии подготовки исходной модели, так и при преобразовании конечно-элементной модели в твердотельную после оптимизации. Таким образом, предложенная методика достаточно универсальна и может применяться для различных задач, связанных с поиском оптимальной формы деталей.

2. Оптимизированная форма детали чаще всего получается достаточно сложной. Ее изготовление традиционными методами, скорее всего, окажется слишком непростым и дорогим. Такие детали можно производить с помощью аддитивных технологий, хотя в этом случае их стоимость остается высокой.

3. Длительность процесса оптимизации почти полностью определяется затратами времени на моделирование НДС детали. Процесс обра-

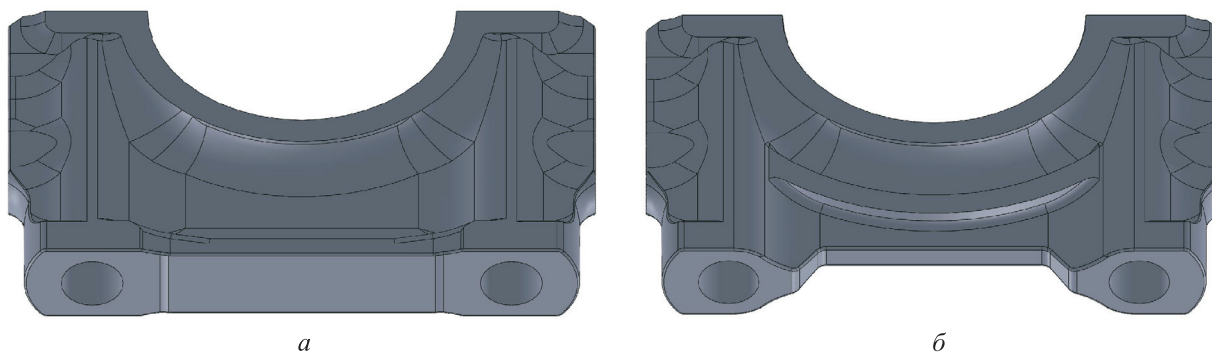


Рис. 9. Конструкции крышки опоры коленчатого вала до (а) и после (б) оптимизации

ботки результатов и включения/отключения элементов занимает несколько минут, даже если конечно-элементная модель содержит большое количество элементов.

4. Вместе с тем остается ряд проблем и недостатков, требующих устранения:

- методику нельзя применять для оптимизации формы тех деталей, на которые действуют тепловые нагрузки. Это вызвано сложностью обновления тепловых граничных условий для поверхностей, изменяющихся в процессе оптимизации. По этой причине достаточно сложно провести оптимизацию формы, например, поршня;

- преобразование конечно-элементной модели требует много «ручной» работы и занимает много времени. Необходимо хотя бы частично автоматизировать этот процесс;

- оценка работоспособности шатунного подшипника по степени овализации его поверхности видится недостаточно точной и надежной.

5. В связи с этим ведется разработка уточненного метода, состоящего в выполнении эластогидродинамического расчета подшипникового узла после каждой итерации оптимизации формы. Такой подход требует больше времени, но позволяет адекватнее оценить работу шатунного подшипника и получить точные граничные условия для оптимизируемой детали. В проведенном исследовании при поиске новой формы детали граничные условия не полностью соответствовали реальным нагрузкам, действующим на оптимизируемую деталь. В результате не для всех ее областей получена адекватная форма.

Литература

- [1] Shenoy P., Fatemi A. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction. *SAE Technical Papers*, 2005, pp. 2005-01-0987, doi: 10.4271/2005-01-0987
- [2] Charkha P.G., Jaju S.B. Analysis & Optimization of Connecting Rod. *Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology*, 2009, January, pp. 86–91, doi: 10.1109/ICETET.2009.30
- [3] Zheng Bin, Liu Yongqi, Liu Ruixiang, Meng Jian. Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod. *Advanced Materials Research Online*, 2011, vol. 291–294, pp. 2413–2416, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.291-294.2413
- [4] Hou X., Tian C., Fang D., Peng F., Yan F. Sensitivity Analysis and Optimization for Connecting Rod of LJ276M Electronic Gasoline Engine. *International Conference on Computational Intelligence and Software Engineering*, Wuhan, China, 2009, pp. 1–5, doi: 10.1109/CISE.2009.5363219
- [5] Лимаренко А.М., Романов А.А., Алексеенко М.А. Оптимизация шатуна автомобильного двигателя методом конечных элементов. *Труды Одесского Политехнического Университета*, 2012, № 2(39), с. 98–100.
- [6] Roos D., Nelz J., Grosche A., Stoll P. Workflow-Konzepte zum benutzerfreundlichen, robusten und sicheren Einsatz automatischer Optimierungsmethoden. *Proceedings of 21th CAD-FEM Users' Meeting 2003 International Congress on FEM Technology*, 12–14 November 2003, Potsdam, Germany, Grafing bei München, 2003, pp. 1–16.
- [7] Rohit B. Bhandwale, Niloy K. Nath, Shailesh S. Pimpale. Design and Analysis of Connecting Rod with Abaqus. *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 2016, vol. 4, is. 4, pp. 906–912.
- [8] Clarich A., Carriglio M., Bertulin G., Pessl G. Connecting rod optimization integrating mode FRONTIER with FEMFAT. *6th BETA CAE International Conference*. URL: http://www.beta-cae.com/events/c6pdf/12A_3_ESTECO.pdf (accessed 15 June 2018).
- [9] Zuo Z.H., Xie Y.M. A simple and compact Python code for complex 3D topology optimization. *Advances in Engineering Software*, 2015, vol. 85, pp. 1–11, doi: 10.1016/j.advengsoft.2015.02.006
- [10] Moezi S.A., Zakeri E., Bazargan-Lari Y., Zare A. 2&3-dimensional optimization of connecting rod with Genetic and modified Cuckoo optimization algorithms. *Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 39, no. M1, pp. 39–49, doi: 10.22099/IJSTM.2015.2947
- [11] Shaari M.S., Rahman M.M., Noor M.M., Kadirgama K., Amirruddin A.K. Design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach. *National*

- Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies (2nd NCMER 2010)*, 3–4 December 2010, Faculty of Mechanical Engineering, UMP Pekan, Kuantan, Pahang, Malaysia, 2010, pp. 155–166.
- [12] Fonseka S. Development of New Structural Optimization Methodology for Vehicle Crashworthiness. *Honda R&D Technical Review*, 2010, vol. 22, no. 2, pp. 59–65.
- [13] Jia D., Wu K., Wu S., Jia Y., Liang C. The Structural analysis and Optimization of Diesel Engine Connecting Rod. *International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, 2011, vol. 6, pp. 3289–3292, doi: 10.1109/EMEIT.2011.6023712
- [14] Vikram A. Shedje, Munde K.H. Optimization of Connecting Rod on the basis of Static & Fatigue Analysis. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 3, is. 5, pp. 7–13.
- [15] García M.J., Boulanger P., Henao M. Structural optimization of as-built parts using reverse engineering and evolution strategies. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2008, vol. 35, is. 6, pp. 541–550, doi: 10.1007/s00158-007-0122-6
- [16] Boehm P., Pinkernell D. Topology Optimization of Main Medium-Speed Diesel Engine Parts. *26th CIMAC Congress*, 14–17 June, 2010 Bergen, 2010, no. 3, 75 p.
- [17] Ogata Y., Suzuki S., Iijima Y. Optimization Method for Reduction of Transmission Housing Weight. *Honda R&D Technical Review*, 2004, vol. 16, no. 2, pp. 103–108.
- [18] ГОСТ 25.504–82. *Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости*. Москва, Изд-во Стандартов, 1994.

References

- [1] Shenoy P., Fatemi A. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction. *SAE Technical Papers*, 2005, pp. 2005-01-0987, doi: 10.4271/2005-01-0987
- [2] Charkha P.G., Jaju S.B. Analysis & Optimization of Connecting Rod. *Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology*, 2009, January, pp. 86–91, doi: 10.1109/ICETET.2009.30
- [3] Zheng Bin, Liu Yongqi, Liu Ruixiang, Meng Jian. Finite Element Analysis and Structural Improvement of Diesel Engine Connecting Rod. *Advanced Materials Research Online*, 2011, vol. 291–294, pp. 2413–2416, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.291-294.2413
- [4] Hou X., Tian C., Fang D., Peng F., Yan F. Sensitivity Analysis and Optimization for Connecting Rod of LJ276M Electronic Gasoline Engine. *International Conference on Computational Intelligence and Software Engineering*, Wuhan, China, 2009, pp. 1–5, doi: 10.1109/CISE.2009.5363219
- [5] Limarenko A.M., Romanov A.A., Alekseyenko M.A. Optimization of a motor-car engine piston-rod by the finite element method. *Trudy Odesskogo Politehnicheskogo Universiteta*, 2012, no. 2(39), pp. 98–100.
- [6] Roos D., Nelz J., Grosche A., Stoll P. Workflow-Konzepte zum benutzerfreundlichen, robusten und sicheren Einsatz automatischer Optimierungsmethoden. *Proceedings of 21th CAD-FEM Users' Meeting 2003 International Congress on FEM Technology*, 12–14 November 2003, Potsdam, Germany, Grafing bei München, 2003, pp. 1–16.
- [7] Rohit B. Bhandwale, Niloy K. Nath, Shailesh S. Pimpale. Design and Analysis of Connecting Rod with Abaqus. *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 2016, vol. 4, is. 4, pp. 906–912.
- [8] Clarich A., Carriglio M., Bertulin G., Pessl G. Connecting rod optimization integrating mode FRONTIER with FEMFAT. *6th BETA CAE International Conference*. URL: http://www.beta-cae.com/events/c6pdf/12A_3_ESTECO.pdf (accessed 15 June 2018).
- [9] Zuo Z.H., Xie Y.M. A simple and compact Python code for complex 3D topology optimization. *Advances in Engineering Software*, 2015, vol. 85, pp. 1–11, doi: 10.1016/j.advengsoft.2015.02.006
- [10] Moezi S.A., Zakeri E., Bazargan-Lari Y., Zare A. 2&3-dimensional optimization of connecting rod with Genetic and modified Cuckoo optimization algorithms. *Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 39, no. M1, pp. 39–49, doi: 10.22099/IJSTM.2015.2947

- [11] Shaari M.S., Rahman M.M., Noor M.M., Kadirgama K., Amiruddin A.K. Design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach. *National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies (2nd NCMER 2010)*, 3–4 December 2010, Faculty of Mechanical Engineering, UMP Pekan, Kuantan, Pahang, Malaysia, 2010, pp. 155–166.
- [12] Fonseka S. Development of New Structural Optimization Methodology for Vehicle Crashworthiness. *Honda R&D Technical Review*, 2010, vol. 22, no. 2, pp. 59–65.
- [13] Jia D., Wu K., Wu S., Jia Y., Liang C. The Structural analysis and Optimization of Diesel Engine Connecting Rod. *International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, 2011, vol. 6, pp. 3289–3292, doi: 10.1109/EMEIT.2011.6023712
- [14] Vikram A. Shedje, Munde K.H. Optimization of Connecting Rod on the basis of Static & Fatigue Analysis. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 3, is. 5, pp. 7–13.
- [15] García M.J., Boulanger P., Henao M. Structural optimization of as-built parts using reverse engineering and evolution strategies. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2008, vol. 35, is. 6, pp. 541–550, doi: 10.1007/s00158-007-0122-6
- [16] Boehm P., Pinkernell D. Topology Optimization of Main Medium-Speed Diesel Engine Parts. *26th CIMAC Congress*, 14–17 June, 2010 Bergen, 2010, no. 3, 75 p.
- [17] Ogata Y., Suzuki S., Iijima Y. Optimization Method for Reduction of Transmission Housing Weight. *Honda R&D Technical Review*, 2004, vol. 16, no. 2, pp. 103–108.
- [18] *State Standard 25.504–82. Strength calculation and testing. Methods of fatigue strength behaviour calculation*. Moscow, Standartinform publ., 1994.

Статья поступила в редакцию 23.10.2018

Информация об авторах

МЯГКОВ Леонид Львович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, e-mail: mll-08@mail.ru).

ЧИРСКИЙ Сергей Павлович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, e-mail: baragund@yandex.ru).

Information about the authors

MYAGKOV Leonid Lvovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: mll-08@mail.ru).

CHIRSKIY Sergey Pavlovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: baragund@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Мягков Л.Л., Чирский С.П. Реализация топологической оптимизации методом BESO в среде ANSYS APDL и ее применение для оптимизации формы шатуна тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 11, с. 38–48, doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-38-48

Please cite this article in English as:

Myagkov L.L., Chirskii S.P. The Implementation of the BESO Method for Topology Optimization in ANSYS APDL and its Application for Optimization of the Connecting Rod Shape of a Locomotive Diesel Engine. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 11, pp. 38–48, doi: 10.18698/0536-1044-2018-11-38-48