

# СНИЖЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛА ПОДРАМНИКА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКОЙ ПУТЕМ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВОЙ СХЕМЫ

Шаболин М.Л., к.т.н. Вдовин Д.С.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

vdovinsky@mail.ru

*Описано применение метода топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования при проектировании высоконагруженных деталей шасси автомобиля. Даны краткие теоретические сведения о методе оптимизации, основанном на применении концепции тела переменной плотности и рассмотрены две популярные постановки задачи: с целевой функцией в виде минимума потенциальной энергии деформации и целевой функции в виде минимальной массы. Причем в первом случае ограничения целевой функции задают в виде максимально допустимого для использования процента исходного объема пространства проектирования, а во втором случае ограничения на целевую функцию задают в виде максимально допустимых перемещений и напряжений в элементах пространства проектирования. Приведен пример синтеза силовой схемы подрамника передней независимой подвески грузового автомобиля с описанием расчетной модели. Для решения задачи оптимизации выбраны пять наиболее тяжелых нагрузочных режимов работы подрамника. Показана фигура доступного по компоновке пространства проектирования для подрамника. Результат решения задачи топологической оптимизации подвержен геометрической интерпретации в виде выделения отдельных деталей и объединения их в сборочные единицы. В результате получена конструкция подрамника, близкая к ферменному типу (без элементов, работающих на изгиб и сдвиг). Для получившейся конструкции проведен поверочный расчет на прочность при тех же пяти нагрузочных режимах. Полученные результаты анализа прочности показывают невысокие действующие напряжения в деталях подрамника, что объясняется отсутствием значительных концентраторов напряжений и соответствием пространственной топологии конструкции подрамника решению задачи топологической оптимизации. Невысокие действующие напряжения позволили применить в качестве конструкционного материала подрамника недорогую сталь с невысокими прочностными свойствами.*

*Таким образом, применение метода топологической оптимизации для создания оптимальных конструктивно-силовых схем высоконагруженных конструкций позволяет снижать требования к свойствам материала при одновременном повышении эксплуатационных характеристик изделия – прочности, жесткости и снижении массы.*

**Ключевые слова:** топологическая оптимизация, снижение массы, подрамник, независимая подвеска, метод конечных элементов.

## **Введение**

Расчеты методом конечных элементов широко применяются в автомобилестроении и смежных отраслях промышленности. В последние годы для создания силовых схем машин все шире применяется метод топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования. Данный метод позволяет на самых ранних стадиях проектирования силовых конструкций получить наиболее выгодные по массе, прочности и жесткости силовые схемы машин и механизмов. Также часто этот

метод можно использовать и на поздних стадиях проектирования, для доводки элементов конструкций с целью увеличения их прочности и жесткости.

Целью исследования является снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем топологической оптимизации конструктивно-силовой схемы.

В данной статье приведен пример применения метода топологической оптимизации при проектировании подрамника передней незави-

симой подвески грузового автомобиля с максимальной нагрузкой на ось более 7000 кг. Подрамник является связующим звеном между подвеской и рамой автомобиля и передает нагрузки от рамы на направляющие элементы подвески. Кроме требования по прочности, на форму подрамника накладывает ограничение плотная компоновка межколесного пространства, в частности – расположение поддона картера двигателя практически на оси вращения колес [1].

### Теоретическая часть

Математические основы метода топологической оптимизации с использованием метода конечных элементов изложены в работе Бендсое и Кикучи в 1988 г. [2], среди отечественных ученых теоретические работы ведутся в СГАУ под руководством В.А. Комарова, А.В. Болдырева (метод тела переменной плотности) [3], в ЦАГИ В.В. Чедрик и В.В. Сысоева реализовали модификацию метода в российском конечно-элементном комплексе АРГОН [4], в ДГТУ [5] В.С. Шевцова и М.С. Шевцова использовали SIMP и Level-Set модификации методов топологической оптимизации для построения силовых схем аэродинамических несущих поверхностей. К текущему моменту метод реализован почти во всех популярных коммерческих программах конечно-элементного анализа, таких как Altair OptiStruct, FE-Design TOSCA, Msc.Nastran, Ansys, Abaqus и др.

Метод основывается на идее использования тела переменной плотности, которое состоит в назначении варьируемого от 0 до 1 параметра модификации  $\rho$  для матрицы жесткости каждого конечного элемента модели пространства проектирования. При этом в соответствие этому параметру ставится уменьшенная жесткость конечного элемента, которая выражается, в конечном счете, через модуль упругости материала

$$\bar{E} = \rho^p E,$$

где  $\bar{E}$  – уменьшенный модуль упругости материала в конечном элементе;  $E$  – исходный модуль упругости материала;  $\rho$  – варьируемый параметр от 0 до 1, также часто называемый «плотностью материала»;  $p$  – степенной показатель, улучшающий дискретность распределения плотности материала в решении.

Существует две популярные постановки оптимизационной задачи.

1. В качестве целевой функции принимается масса конструкции и задается поиск ее минимума при заданных ограничениях на допускаемые напряжения, жесткость, собственные частоты и другие показатели конструкции в различных расчетных случаях.

2. В качестве целевой функции используется величина полной потенциальной энергии деформации модели  $\bar{\Pi}(d)$ , вычисляемая как:

$$\bar{\Pi}(d) = \sum_{i=1}^n C_i \Pi(d_i),$$

где  $\Pi(d_i)$  – полная потенциальная энергия деформации модели на  $i$ -ом расчетном случае;  $d_i$  – поле перемещений узлов конечно-элементной модели;  $C_i$  – весовые коэффициенты для рассматриваемых расчетных случаев.

При этом в ограничениях задают некоторый процент от массы исходного пространства проектирования.

Выбор способа постановки задачи зависит от конечной цели и от возможностей используемой для расчета программы. Например, Чоу Ли и другие в работе [6] показали, что при прочих равных первый метод позволяет добиваться несколько меньших значений действующих напряжений, а второй метод – несколько большей жесткости в конструкции за счет разной топологии силовых схем одной и той же детали, однако недостаток этой работы в том, что рассмотрены лишь простейшие силовые схемы и плоские детали.

Решением задачи топологической оптимизации является карта распределения «плотности» материала  $\rho$  в исходно заданном геометрическом пространстве проектирования. Такую карту можно интерпретировать как силовую схему, и с учетом необходимых технологических и конструктивных поправок использовать для определения формы проектируемой детали.

Необходимо отметить, что для ускорения счета, а также обеспечения хорошей сходимости процесса оптимизации, нужно задать только небольшое количество расчетных случаев, характеризующих наиболее тяжелые условия работы будущей детали (желательно отличающихся между собой по направлениям действий сил).

### Постановка задачи оптимизации

Задача синтеза силовой схемы на примере подрамника независимой подвески решалась в программе оптимизации FE-Design TOSCA, в качестве конечно-элементного решателя ис-

пользовался NX.Nastran (линейная постановка), подготовка модели и обработка результатов расчета проведены в интерфейсе NX Advanced Simulation.

3D модель пространства проектирования для подрамника, где возможно по компоновке размещение материала подрамника показана на рис. 1. В данной области создана конечно-элементная модель из десятиузловых конечных элементов типа TETRA10, определены неизменяемые области крепления рычагов подвески и лонжеронов рамы. Задана жесткость материала в виде линейно-упругого изотропного закона с модулем упругости  $E = 2e + 5$  МПа и коэффициентом Пуассона 0,3. Плотность материала принята равной  $7800 \text{ кг/м}^3$ .

Формирование силовой схемы является прямо зависимой от рассматриваемых нагрузочных режимов. Сегодня практическое применение топологической оптимизации ограничено решением статических линейно-упругих задач теории малых деформаций и перемещений. В этом случае нагрузочный режим подрамника целесообразно разбить на совокупность нескольких статических расчетных случаев, в которых реализуются максимальные нагрузки в пятне контакта шины с дорогой в трех разных направлениях: продольные силы, боковые силы, вертикальные силы.

Для передачи усилия из пятна контакта шины с дорогой была построена балочная модель направляющего аппарата подвески. Также в расчетную модель были включены лонжероны рамы, смоделированные оболочечными конечными элементами типа CQUAD8. По торцам лонжеронов осуществлялось закрепление модели.

Сегодня наиболее используемыми расчетными методами определения нагрузок в пятне контакта является применение твердотельного моделирования узлов и агрегатов автомобиля и транспортного средства в целом [7, 8].

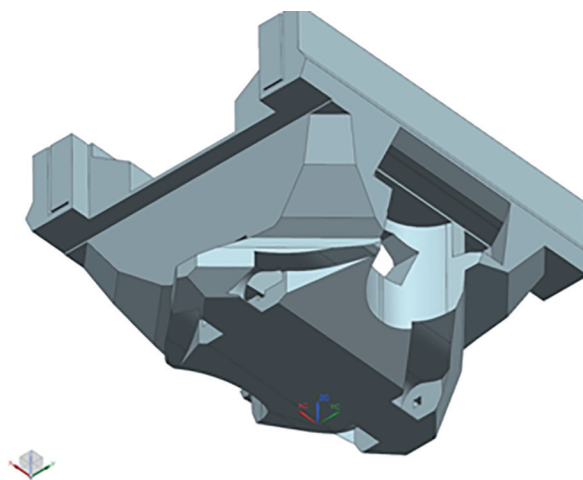


Рис. 1. Пространство проектирования: возможная область распределения материала подрамника

В данной работе для формирования силовой схемы были выбраны 5 наиболее тяжелых статических нагрузочных режимов работы подрамника [9]:

- 1) максимально допустимая вертикальная нагрузка на ось с коэффициентом динамичности 2,25;
- 2) торможение с замедлением  $6,5 \text{ м/с}^2$ ;
- 3) движение в повороте с боковым ускорением, соответствующим началу опрокидывания автомобиля;
- 4) торможение на дороге с разнородным покрытием, когда тормозное усилие реализуется только одним передним колесом;
- 5) вывешивание одного переднего колеса.

Расчет нагрузок велся для автопоезда полной массой 40 т с высотой расположения центра тяжести над дорогой 2,5 м. были рассчитаны усилия в пятне контакта передних шин с дорогой, которые приведены в табл. 1.

Общий вид расчетной модели с приложенными нагрузками и граничными условиями показан на рис. 2.

Таблица 1

Усилия в пятне контакта передних шин с дорогой

Нагрузочный режим	Реакции в пятне контакта шины с дорогой, Н		
	$F_x$	$F_y$	$F_z$
№ 1	0	0	36787
№ 2	49260	0	64432
№ 3	0	28960	73575
№ 4	40000	0	50000
№ 5	0	0	73575

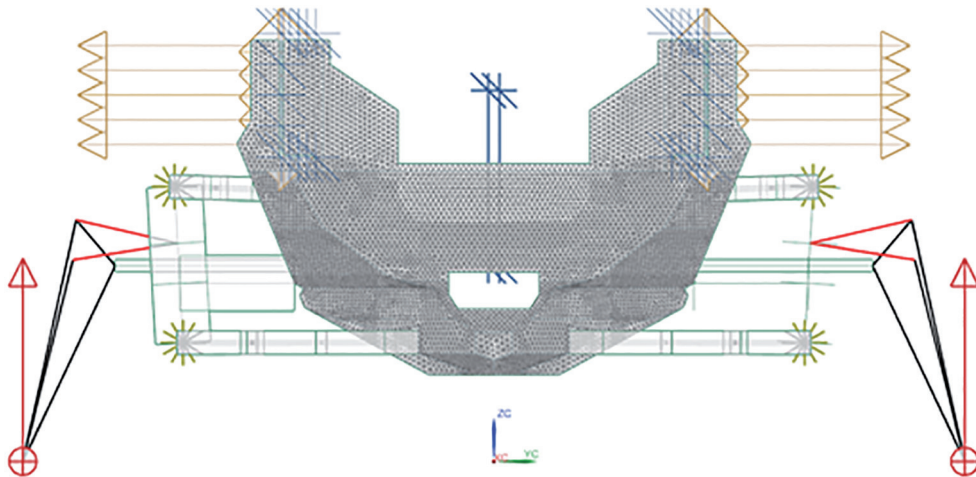


Рис. 2. Конечно-элементная модель с примененными нагрузками и граничными условиями

В качестве ограничения в оптимизационной задаче задана максимально допустимая масса детали 67 кг (12 % от массы исходного пространства проектирования). Дополнительное ограничение – условие симметрии подрамника относительно плоскости симметрии автомобиля. Целевая функция: минимум потенциальной энергии деформации (максимально жесткая конструкция). Решение по методу конечных элементов для заданных нагрузок и заделок задано линейным статическим, с линейно-упругим поведением материала.

#### Анализ результатов оптимизации

Результаты решения, удобно представить в виде изоповерхностей, разделяющих исходное пространство проектирования на домены с плотностью выше пороговой и ниже пороговой.

В решении, показанном на рис. 3, пороговое значение плотности задано на уровне 0,3 и показана получившаяся силовая схема подрамника.

Полученная силовая схема состоит преимущественно из балок круглого и овального сечения, которые работают на растяжение-сжатие. На виде сбоку хорошо заметны продольные балки, связывающие переднюю и заднюю поперечины подрамника и обеспечивающие жесткость конструкции в тормозном режиме. На виде спереди показаны передняя и задняя поперечины, связывающие точки крепления левого и правого верхних рычагов подвески. Консольное закрепление передней опоры нижнего рычага подвески объясняется расположением маятникового рычага рулевого привода непосредственно между этой опорой и верхней частью передней поперечины.

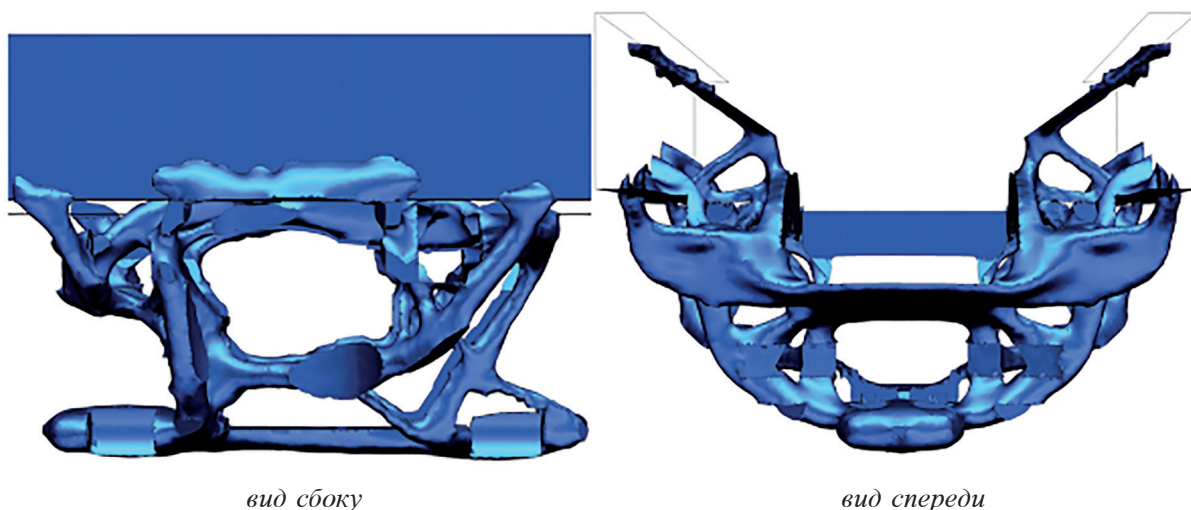


Рис. 3. Результат решения задачи топологической оптимизации: изоповерхность плотности материала на пороговом уровне 0,35

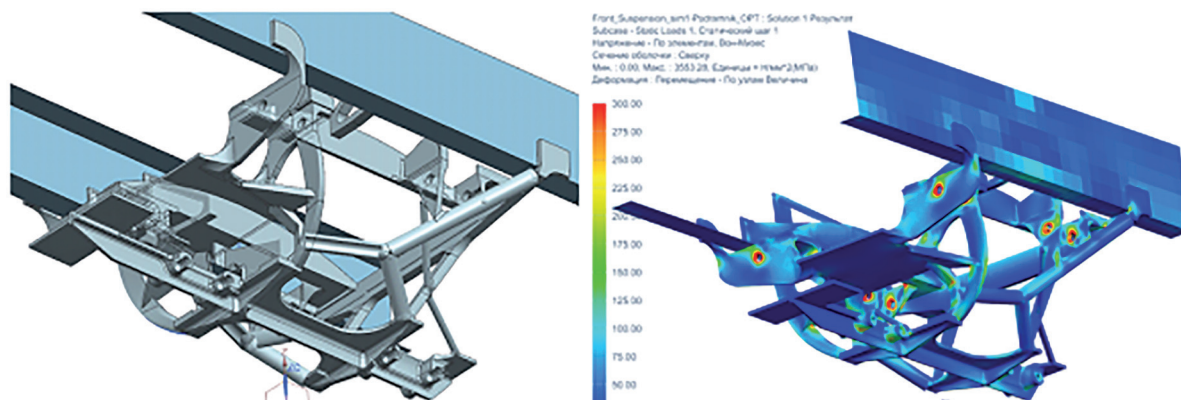


Рис. 4. 3D модель подрамника, построенная по результатам оптимизации и результаты проверочного расчета для нагрузочного режима № 1

По данной силовой схеме была построена 3D модель подрамника и проведен проверочный расчет на прочность силовой схемы (рис. 4).

Как видно из распределения эквивалентного напряжения, его значения в наиболее нагруженных частях подрамника составляют 170...300 МПа, что не превышает предела прочности используемых в автомобилестроении литейных сталей. Масса силовой схемы составила 140 кг.

Чтобы превратить силовую схему в конструкцию, необходимо провести ее интерпретацию с учетом возможной технологии изготовления. По результатам интерпретации и работы с технологией изготовления получившаяся конструкция собирается из 9 крупных литых деталей, скрепляемых болтами. Благодаря применению разъемных кронштейнов крепления подрамника к раме, есть возможность сборки подрамника с подвеской отдельно от автомобиля с последующим присоединением одной сборочной единицей.

Общий вид деталей подрамника, а также результат проверочного расчета подрамника в сборе для нагрузочного режима № 2 приведен на рис. 5. Из-за необходимости применения фланцевых болтовых соединений и упрощения формы деталей масса конструкции возросла со 140 кг до 160 кг.

### Выводы

1. Использование метода топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования особенно эффективно при проектировании тяжело нагруженных деталей в условиях плотной компоновки автомобиля.
2. Задача интерпретации полученных результатов решения (силовой схемы детали) и построение рабочей 3D модели детали с учетом дополнительных требований по технологии, конструктивных особенностей является трудоемкой ручной работой, в которой необходим опыт как инженера-конструктора и технолога, так и опыта инженера-прочности. Именно

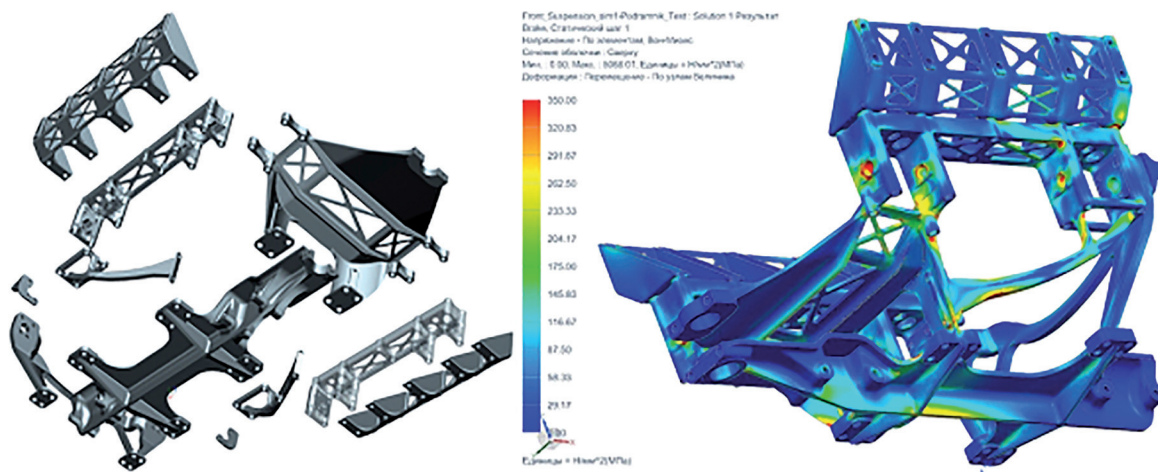


Рис. 5. Результаты оптимизации силовой пластины и их интерпретация

от интерпретации результатов зависит масса, прочность, технологичность и стоимость конечного изделия, и задача инженера – найти разумный компромисс между вышеперечисленными показателями изделия.

3. Применение методов топологической оптимизации позволяет добиваться снижения массы объектов оптимизации до 30%, или соразмерно повышать их прочность и жесткость. Однако результаты напрямую зависят от точности определения действующих на детали нагрузок, а также от качества конечно-элементной модели. В случае с подрамником удалось добиться снижения массы на 20...25% по сравнению с аналогичными изделиями.

4. В рассмотренном примере значения действующих напряжений невелики – 170...300 МПа. Невысокие действующие напряжения обусловлены отсутствием значительных концентраторов напряжений и преимущественным отсутствием деталей, работающих на изгиб и сдвиг, т.е. конструкция близка к ферменному исполнению, в котором все элементы работают на растяжение-сжатие. Таким образом, помимо улучшенных по сравнению с аналогами массовых и жесткостных показателей изделия, топологическая оптимизация приводит также к снижению действующих максимальных напряжений, что позволяет использовать недорогие обыкновенные литейные стали.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 11-38-07/15 от 29.07.2015 г. между ПАО «КАМАЗ» и «Московским государственным машиностроительным университетом (МАМИ)».

### Литература

1. Горбунов А.Ю., Смирнов А.А. Анализ перспективных конструкций несущих систем грузовых автомобилей на примере патентов мировых производителей // Инженерный журнал: Наука и инновации. 2015. № 4(40). С. 3–13.
2. Болдырев А.В. Топологическая оптимизация силовых конструкций на основе модели переменной плотности // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Том 13. № 1(3). С. 670–673.
3. Гончаров П.С., Артамонов И.А., Халитов Т.Ф., Денисихин С.В., Сотник Д.Е. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М.: ДМК Пресс, 2012. 504 с.
4. Сысоева В.В., Чедрик В.В. Алгоритмы оптимизации топологии силовых конструкций // Ученые записки ЦАГИ. Том XLII. 2011. С. 91–102.
5. Шевцова В.С., Шевцова М.С. Сравнительный анализ методов оптимизации топологии SIMP и Level Set (на примере реконструкции крыла стрекозы) // Вестник южного научного центра. 2013. Том 9. № 1. С. 8–16.
6. Ch. Le, J. Norato and others. Stress-based topology optimization for continua // Structural and Multidisciplinary Optimization. April 2010. Volume 41, Issue 4, pp. 605–620.
7. Горобцов А.С., Шурыгин В.А., Серов В.А., Дьяков А.С., Лаптева В.О., Макаров А.А. Разработка математической модели многоопорной транспортной машины для перевозки крупногабаритных неделимых грузов // Грузовик. 2014. № 11. С. 2–5.
8. Горелов В.А., Комиссаров А.И., Мирошниченко А.В. Моделирование колесного транспортного средства 8Ч8 в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел // Международная научно-техническая конференция “Пром-Инжиниринг”. 2015. С. 221–225.
9. Гончаров Р.Б., Рябов Д.М. Методика расчета нагрузок, действующих в направляющих элементах подвески автомобиля при преодолении препятствий // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 3(25). Том 1. С.129–135.

### References

1. Gorbunov A.Yu., Smirnov A.A. Analysis of advanced structures bearing systems of trucks on the example of patents of global manufacturers. *Inzhenernyy zhurnal: Nauka i innovatsii*. 2015. No 4(40), pp. 3–13 (In Russ.).
2. Boldyrev A.V. Topological optimization of power structures on the basis of models with variable density. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2011, vol. 13. No 1(3), pp. 670–673 (In Russ.).
3. Goncharov P.S., Artamonov I.A., Khalitov T.F., Denisikhin S.V., Sotnik D.E. NX Advanced Simulation. *Inzhenernyy analiz* [Engineering analysis]. Moscow. DMK Press Publ., 2012. 504 p.
4. Sysoeva V.V., Chedrik V.V. Algorithms for topology optimization of the power structures. *Uchenye zapiski TsAGI*. Tom XLII. 2011, pp. 91–102 (In Russ.).
5. Shevtsova V.S., Shevtsova M.S. Comparative analysis of methods for topology optimization SIMP and Level Set (on example of reconstruction of the wing of a dragonfly). *Vestnik yuzhnogo*

- nauchnogo tsentra*. 2013. Tom 9. No 1, pp. 8–16 (In Russ.).
6. Ch. Le, J. Norato and others. Stress-based topology optimization for continua // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. April 2010. Volume 41, Issue 4, pp. 605–620.
  7. Gorobtsov A.S., Shurygin V.A., Serov V.A., D'yakov A.S., Lapteva V.O., Makarov A.A. Development of a mathematical model of multisupporting transport vehicles for the transportation of large indivisible freights. *Gruzovik*. 2014. No 11, pp. 2–5 (In Russ.).
  8. Gorelov V.A., Komissarov A.I., Miroshnichenko A.V. The modeling of the wheeled vehicle 8Ч8 in the software package for automated analysis of the dynamics of systems of bodies. *Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya "Prom-Inzhiniring"* [International scientific and technical conference "Industrial Engineering"]. 2015, pp. 221–225 (In Russ.).
  9. Goncharov R.B., Ryabov D.M. The method of calculation of loads acting in the guide elements of the suspension of the vehicle in overcoming obstacles. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. No 3(25), vol. 1, pp. 129–135 (In Russ.).

## REDUCTION IN STRENGTH REQUIREMENTS OF MATERIAL OF THE SUBFRAME OF TRUCK WITH INDEPENDENT SUSPENSION BY TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE DESIGN AND POWER SCHEME

**M.L. Shabolin, Ph.D. D.S. Vdovin**  
Bauman State Technical University  
vdovinsky@mail.ru

*The paper describes application of the method of topology optimization on the basis of finite element modeling when design highly loaded parts of the chassis of the vehicle. The brief theoretical information on method of optimization based on the application of the concept of body with variable density is given and two popular formulations of the problem were considered: with objective function in type of minimum strain energy of deformation and with objective function in type of minimum mass. In first case, constraints on objective function are set in the form of a maximum usage percentage of the original volume of space design, and in the second case, restrictions on objective function are set in form of maximum allowable displacements and stresses in the elements of space design. An example of the synthesis of the power scheme of the front sub-frame independent suspension of the truck with a description of the estimated model is given. For the solution of optimization problems were selected five the most heavy-load modes of the frame. The figure is shown of the available layout space design for subframe. The result of solving the problem of topological optimization is subject to a geometrical interpretation in the form of separate parts and combining them into assembly units. The result is the design of the subframe, close to the truss type (without the elements, working in bending and shear). For the design was carried out verifying calculation of strength at the same five load modes. The analysis results show the strength of low operating voltage in parts of the subframe, due to the lack of significant stress concentrators and compliance of space topology of the sub-frame structure to solution of the problem of topological optimization. Low operating voltage allows to use as construction material of sub-frame the cheap steel with low strength properties.*

*Thus, the use of topology optimization to create an optimal constructive-power circuits of highly loaded structures allows to reduce the demands on the material properties while improving the performance characteristics of the products – durability, stiffness and reduced mass.*

**Keywords:** *topological optimization, weight reduction, subframe, independent suspension, finite element method.*