

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ И ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ВАЛА КОРОБКИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

А.Ю. Жучков

zhu4kov.aleksei@yandex.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрено применение метода топологической оптимизации на базе конечно-элементного моделирования одного из элементов трансмиссии гусеничной машины. Исследовано сложное напряженное состояние вала коробки переключения передач. В процессе работы выполнен прочностной расчет вала коробки переключения передач и проведена топологическая оптимизация. Задача оптимизации решалась по следующему принципу: в качестве целевой функции была принята жесткость, в качестве ограничивающей — масса, составляющая 70 % массы проектируемой детали. На основе топологически оптимизированной модели были созданы облегченные варианты промежуточного вала коробки передач и проведены их прочностные расчеты.

Ключевые слова

Гусеничная машина, трансмиссия, коробка переключения передач, зубчатые передачи, детали машин, метод конечных элементов, ANSYS Workbench, конечно-элементная модель, топологическая оптимизация

Поступила в редакцию 28.03.2023

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023

Введение. Снижение снаряженной массы транспортного средства является ключевой задачей, от успешного выполнения которой определяющим образом зависят технические и эксплуатационные качества. В настоящее время для решения этой задачи используются методы топологической оптимизации. Топологическая оптимизация является одним из самых быстрых и эффективных методов облегчения изделий при сохранении их прочностных и жесткостных характеристик, в связи с чем существует острая необходимость в оптимизации высоконагруженных компонентов транспортных средств.

Широкое распространение современной вычислительной техники за последние 20–25 лет существенно изменило процесс инженерной деятельности. Появление на рынке программного обеспечения современных комплексов САД и САЕ позволяет ускорять процессы проектирования и исследования различных конструкций, в том числе и машиностроительных. Применение современных методов вычислений, реализованных в комплексах САД, дает возможность проводить исследования различных характеристик проектируемых объектов, что позволяет менять конструкцию этих объектов без создания экспериментальных образцов и не прибегать к длительной и дорогостоящей процедуре натурных исследований.

Конечно-элементный комплекс ANSYS широко используется для проектирования изделий с высокими эксплуатационными требованиями. Данный программный комплекс может использоваться для расчетов напряжений, деформаций, форм и частот собственных колебаний конструкций. Расчеты основываются на геометрии и свойствах материала рассчитываемой конструкции и действующих на нее силовых факторах [1, 2].

С помощью программного комплекса ANSYS Workbench была разработана конечно-элементная модель промежуточного вала коробки переключения передач (КПП) и проведена топологическая оптимизация конструкции по массе.

Постановка задачи прочностного расчета вала КПП. Исследуемая гусеничная машина, массой 6 т, оснащена трансмиссией с двухвальной КПП, кинематическая схема которой представлена на рис. 1.

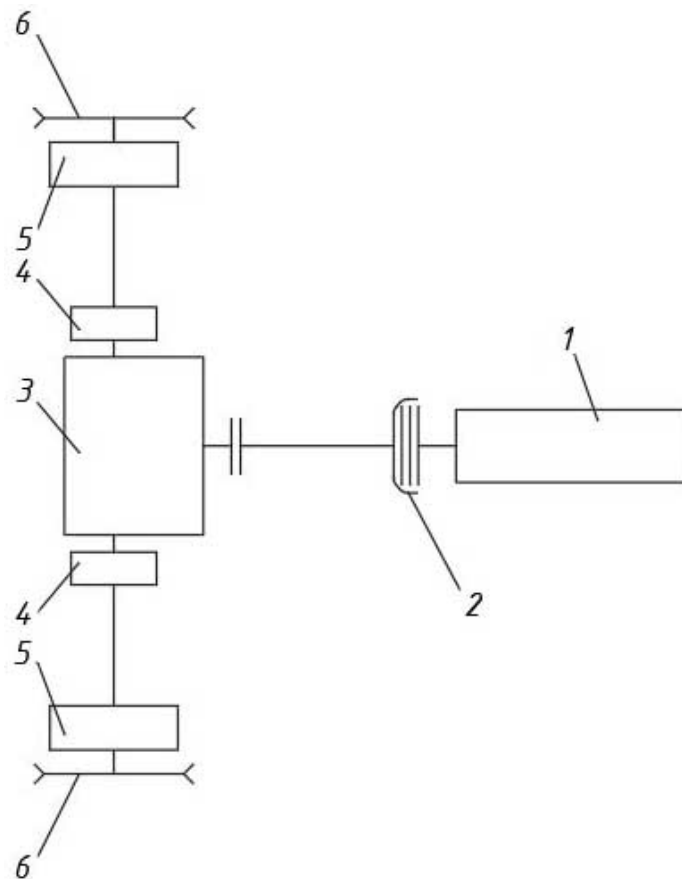


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии:

1 — двигатель; 2 — главный фрикцион; 3 — коробка передач; 4 — механизм поворота;
5 — бортовой редуктор; 6 — ведущее колесо

Особенностью данной коробки переключения является наличие входного конического редуктора (рис. 2). Помимо прочего КПП оснащена пятью передачами переднего хода и одной передачей заднего хода (ЗХ).

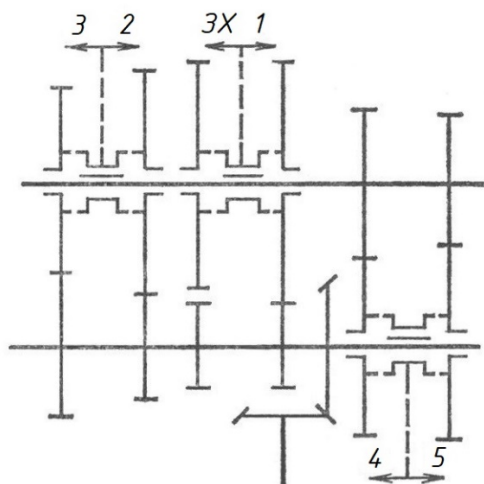


Рис. 2. Кинематическая схема КПП

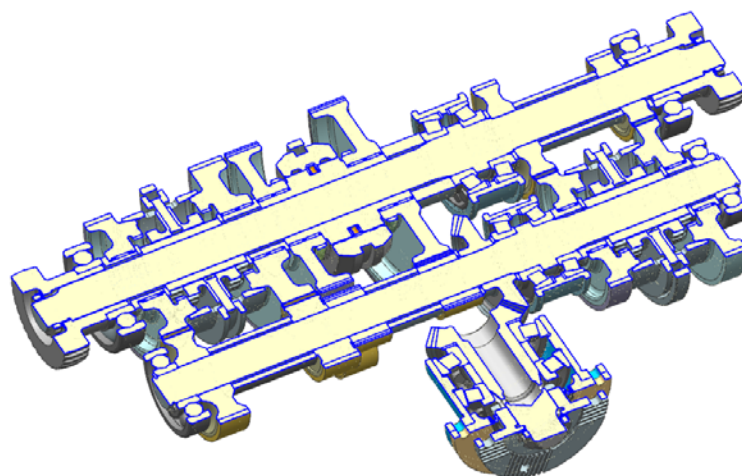


Рис. 3. Изометрический вид КПП с разрезом по валам

Изометрический вид КПП с разрезом по валам приведен на рис. 3. Данная КПП устанавливается совместно с двигателем ЯМЗ-5344, имеющим номинальную мощность 100 кВт и наибольший крутящий момент 430 Н · м. Передаточные числа исследуемой КПП представлены ниже:

Номер передачи	1	2	3	4	5	Задний ход
Передаточное число	3,67	2,23	1,36	0,82	0,50	3,00

Передаточное число входного конического редуктора $i_{\text{кр}}$ составляет 1,4.

По значению всех передаточных чисел и входному силовому параметру КПП были определены силы, действующие в зацеплении на каждой передаче (табл. 1), по методическим материалам, представленным в [3].

Таблица 1

Силы в полюсах зацеплении на каждой передаче

Номер передачи	Окружная сила F_p , Н	Радиальная сила F_r , Н	Осевая сила F_a , Н
Конический редуктор	5 973	1 758	1 279
1	12 133	4 539	2 879
2	8 526	3 189	2 023
3	6 185	2 314	1 468
4	4 780	1 788	1 134
5	3 943	1 475	936
Задний ход	11 545	4 319	—

В общем виде схема нагружения промежуточного вала КПП будет иметь следующий вид (рис. 4).

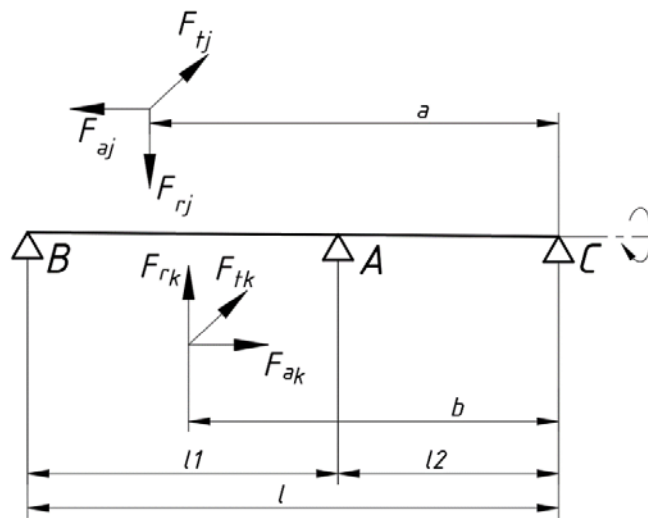


Рис. 4. Схема нагружения промежуточного вала КПП:

C, A, B — крайняя правая, средняя и крайняя левая подшипниковые опоры соответственно; l_1 — расстояние между левой и центральной опорами; l_2 — расстояние между правой и центральной опорами; l — расстояние между двумя крайними опорами; a — расстояние от крайней опоры до колеса/шестерни i -й передачи; b — расстояние от крайней опоры до конического колеса; F_{tp}, F_{rp}, F_{aj} — окружная, радиальная и осевые силы в зацеплении на j -й передаче; F_{tk}, F_{rk}, F_{ak} — окружная, радиальная и осевые силы в коническом зацеплении

Принимаемые допущения. При статическом прочностном расчете промежуточного вала методом конечных элементов принимают следующие допущения:

– шлицевое поперечное сечение заменено круговым со средним диаметром равным полусумме диаметров вершин и впадин. Из твердотельной модели исключены пазы, проточки, фаски, скругления и т. д;

– расчет проводят для режима максимального крутящего момента;

– рассматривают только силы, действующие в полюсах зацеплений зубчатых передач;

– в данном расчете решают только упругую задачу, не учитывающую упругопластическое поведение материала вала;

– статический расчет и топологическую оптимизацию вала КПП проводят для всех передач (6 расчетных случаев).

Следует отметить, что вал должен быть изготовлен из стали 20Х. Термообработка — закалка 770...820 °С, вода или масло; отпуск 180 °С, воздух или масло. Предел текучести σ_t равен 400 МПа; предел прочности σ_b составляет 650 МПа.

Описание расчетной модели. Если учитывать первое допущение, то твердотельная модель вала преобразится и будет иметь вид, представленный на рис. 5.

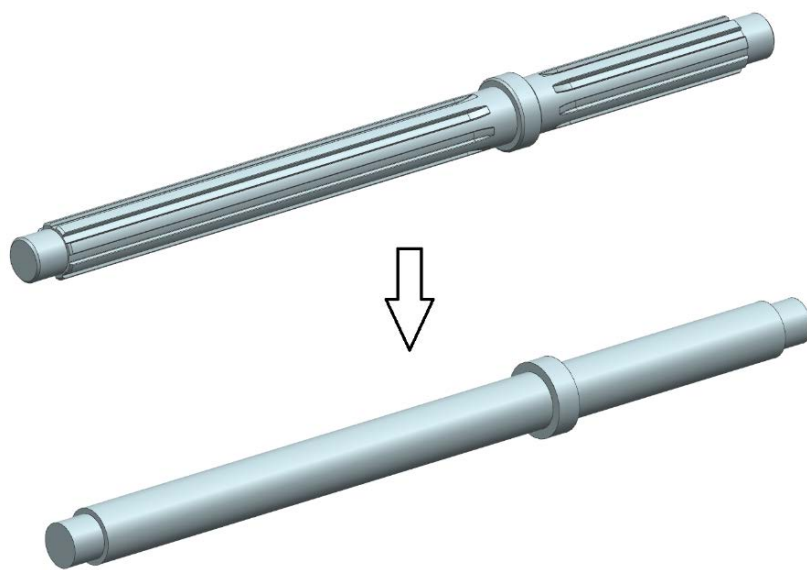


Рис. 5. Переход к упрощенной модели вала КПП

Исходная масса конструкции промежуточного вала — 12,8 кг. Конечно-элементная модель (КЭМ) создана с использованием конечных элементов HEX20. Данный элемент отлично подходит для расчета деталей постоянного поперечного сечения. Элемент данного типа имеет 20 узлов (по три степени свободы в узле). Конечно-элементная модель вала показана на рис. 6. Мини-

мальный размер конечного элемента — 5 мм. КЭМ имеет 119 566 узлов и 34 182 элемента.

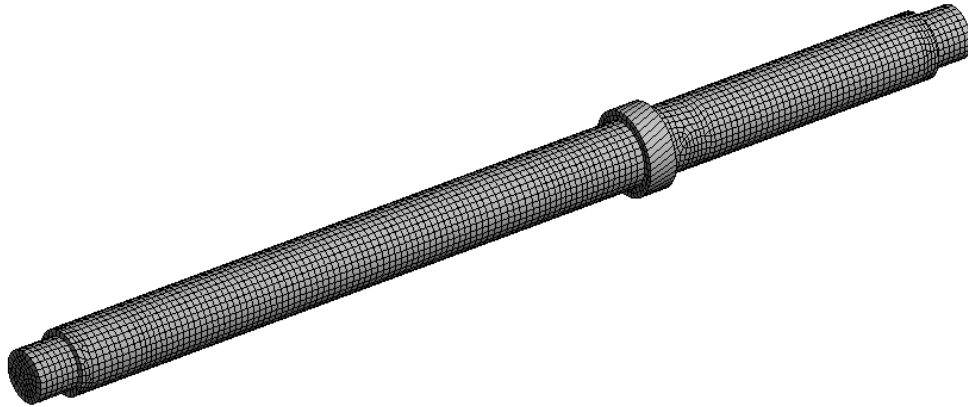


Рис. 6. Конечно-элементная модель вала КПП

Для конечно-элементной модели вала в соответствии с режимами действия нагрузок (табл. 1) были заданы следующие граничные условия и силовые факторы (рис. 7–9).

Участки *A*, *B* и *C* соответствуют местам крепления подшипниковых опор. Опора *A* является фиксирующей т. е. там невозможны радиальные и осевые перемещения. Опоры *B* и *C* являются плавающими, в связи с чем в этих местах исключаются радиальные перемещения (рис. 7).

A Cylindrical Support 2: 0, mm
B Cylindrical Support: 0, mm
C Cylindrical Support 3: 0, mm

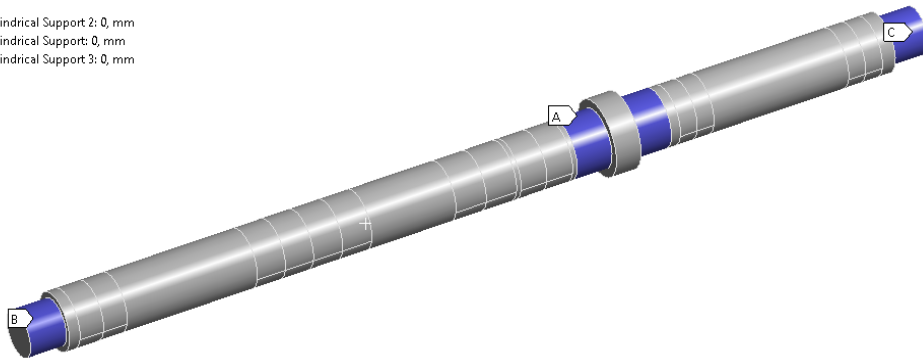


Рис. 7. Конечно-элементная модель с приложенными ограничениями:

A — Cylindrical Support (запрещены радиальные и осевые перемещения); *B*, *C* — Cylindrical Support (запрещены радиальные перемещения)

На рис. 8 приведена КЭМ с приложенными силовыми факторами от конического зацепления и первой передачи.

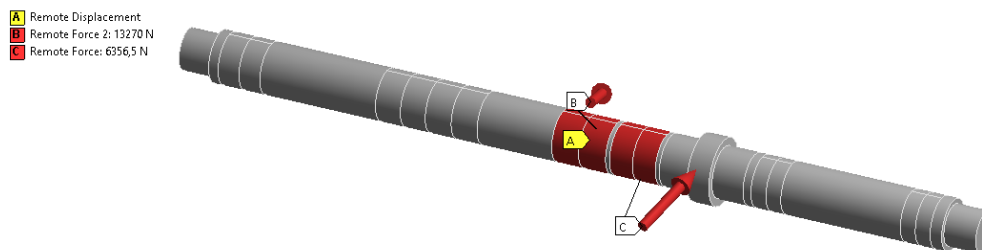


Рис. 8. Конечно-элементная модель с приложенными силовыми факторами и ограничениями:

A — Remote Displacement (запрещены тангенциальные перемещения); B — Remote Force 2 (сила, действующая в полюсе зацепления 1-й передачи); C — Remote Force (сила, действующая в полюсе зацепления конической передачи)

Стоит сказать следующее: в тех местах вала, где приложен силовой фактор от силы в зацеплении на различных передачах, должен сниматься поток мощности, поэтому необходимо задать запрет на тангенциальные перемещения. На рис. 8 таковым является участок A, где расположена шестерня первой передачи. На участке B находится суммарная сила, действующая в полюсе зацепления 1-й передачи. Участок C — суммарная сила, действующая в полюсе зацепления конической передачи. Для остальных передач силовые факторы и ограничения полностью аналогичны указанным выше (рис. 9).

После задания всех граничных условий проводят итерационный прочностной расчет на каждой передаче.

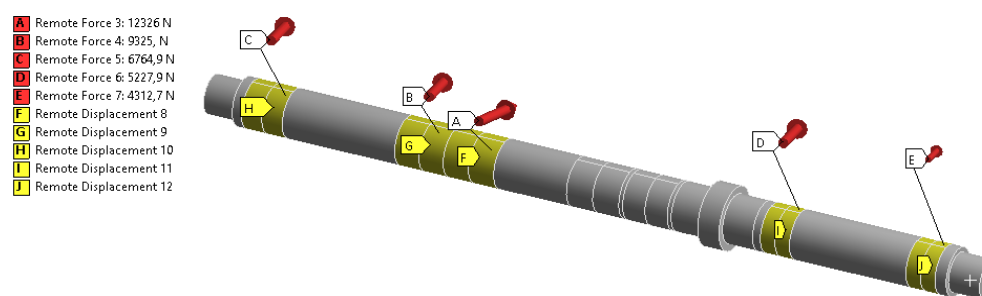


Рис. 9. Конечно-элементная модель с приложенными силовыми факторами и ограничениями:

A — Remote Force 3 (сила, действующая в полюсе зацепления задней передачи); B — Remote Force 4 (сила, действующая в полюсе зацепления 2-й передачи); C — Remote Force 5 (сила, действующая в полюсе зацепления 3-й передачи); D — Remote Force 6 (сила, действующая в полюсе зацепления 4-й передачи); E — Remote Force 7 (сила, действующая в полюсе зацепления 5-й передачи); F, G, H, I, J — Remote Displacement (запрещены тангенциальные перемещения для j-й передачи)

Общее напряженное состояние вала КПП (по Мизесу) для всех передач (рис. 10) свидетельствуют о чрезмерной прочности конструкции. На рис. 10 заметно, что максимальные эквивалентные напряжения возникают на передаче заднего хода; концентрируются в области центральной подшипниковой опоры и равняются 136 МПа.

Максимальные деформации (рис. 11) имеют место на передаче заднего хода и составляют 0,14 мм.

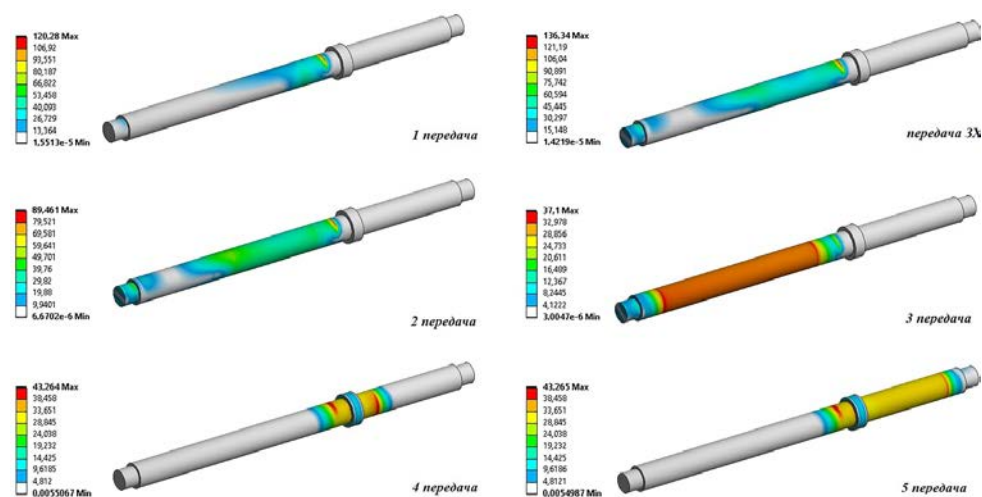


Рис. 10. Общее напряженное состояние вала КПП (по Мизесу) для всех передач, МПа

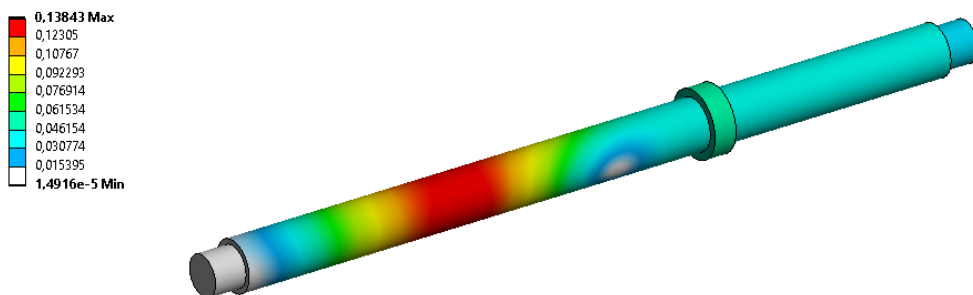


Рис. 11. Деформированное состояние вала КПП для передачи заднего хода, мм

Топологическая оптимизация вала КПП. Топологической оптимизацией называется математический метод, который оптимизирует компоновку материала в заданном проектном пространстве, для заданного набора нагрузок, граничных условий и ограничений с целью максимизации производительности системы. Благодаря грамотному конструированию деталей представляется возможным снижать массу и экономить значительное количество материала, при этом сохраняя прочность и жесткость изделия.

Данная задача оптимизации решалась по следующему принципу: в качестве целевой функции была принята жесткость, в качестве ограничения — масса, составляющая 70 % массы проектируемой детали. Такое ограничение определялось в соответствии с опытом выполнения работ по топологической оптимизации [4–7]. Результат оптимизации представлен на рис. 12.

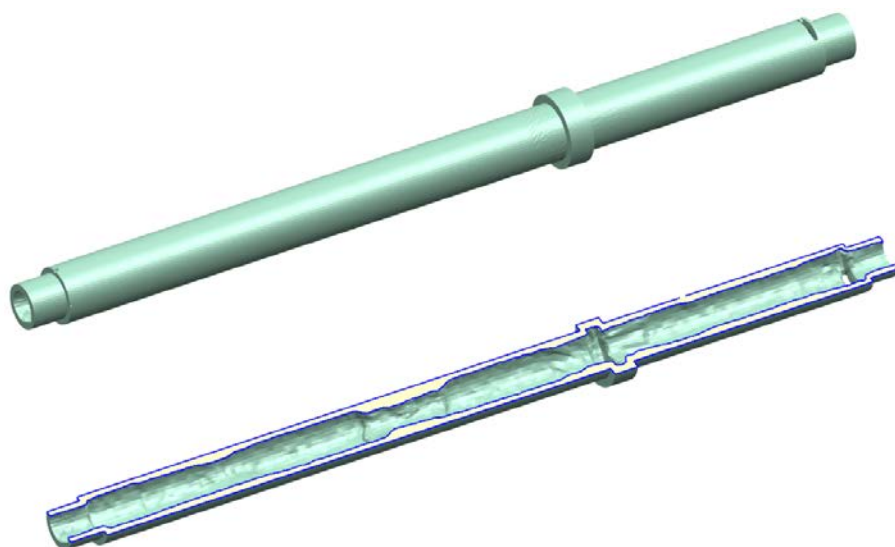


Рис. 12. Результат топологической оптимизации

Полученный результат является весьма закономерным, поскольку вал КПП воспринимает в большинстве своем крутящие моменты, при которых наибольшие напряжения возникают в верхних слоях детали.

Задача геометрической интерпретации полученного результата является весьма трудоемкой. В связи с этим далее будет рассмотрено несколько вариантов аппроксимации внутренней поверхности вала.

В первом случае принимают во внимание, сложность изготовления данной детали и отдается предпочтение некоторому среднему постоянному диаметру отверстия, которое не вызовет особых проблем при изготовлении такой детали.

На рис. 13 представлен 1-й вариант геометрической интерпретации результата топологической оптимизации вала КПП.

Во втором случае рассматривается деталь с более трудоемким технологическим исполнением, переменным внутренним диаметром (рис. 14).

Для того чтобы убедиться в прочности и работоспособности всех оптимизированных вариантов, необходимо провести поверочные прочностные расчеты.

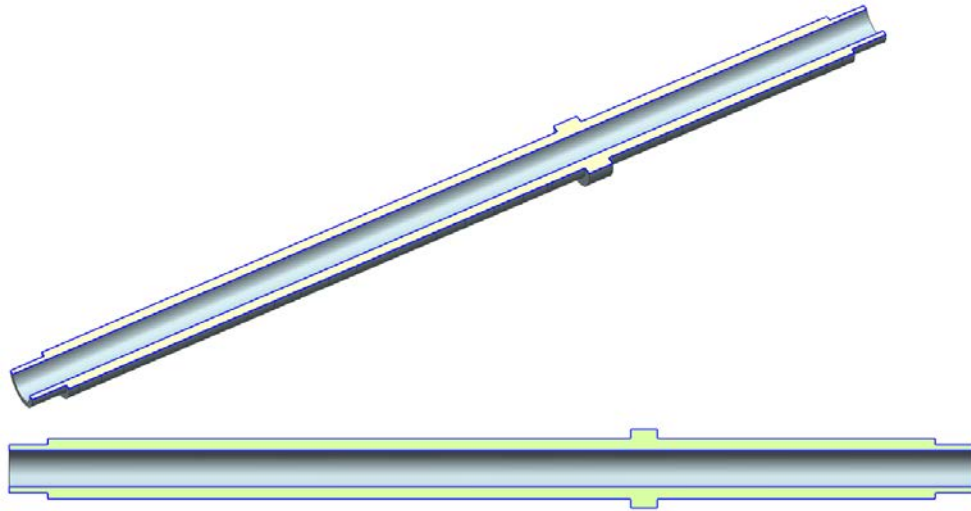


Рис. 13. 1-й вариант геометрической интерпретации результата оптимизации

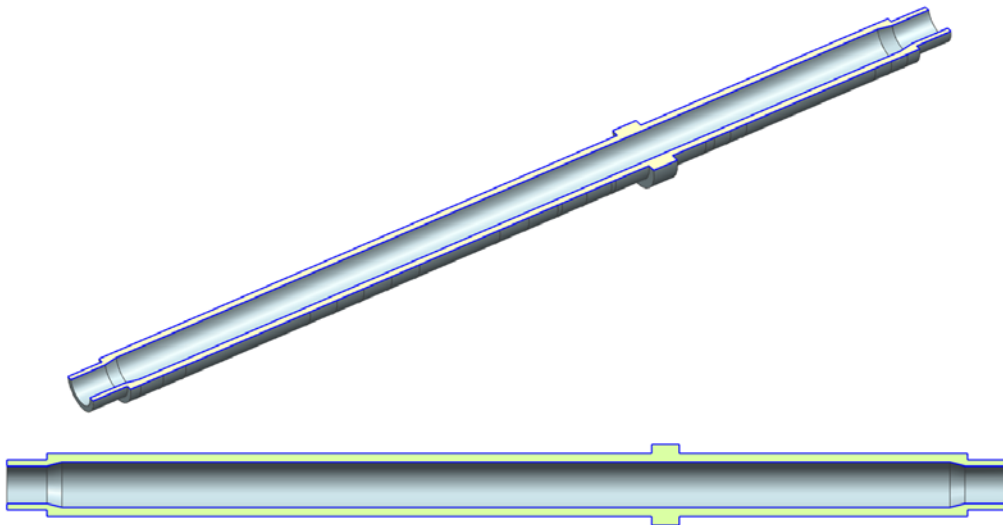


Рис. 14. 2-й вариант геометрической интерпретации результата оптимизации

На картине напряженных состояний (рис. 15, 16) видно, что максимальные напряжения, сконцентрированные в зоне центральной подшипниковой опоры для передачи заднего хода, заметно увеличили свои значения. Напряжения составляют 145 МПа для 1-го варианта оптимизации и 198 МПа для 2-го. В остальных же частях детали напряжения не превышают 80 МПа.

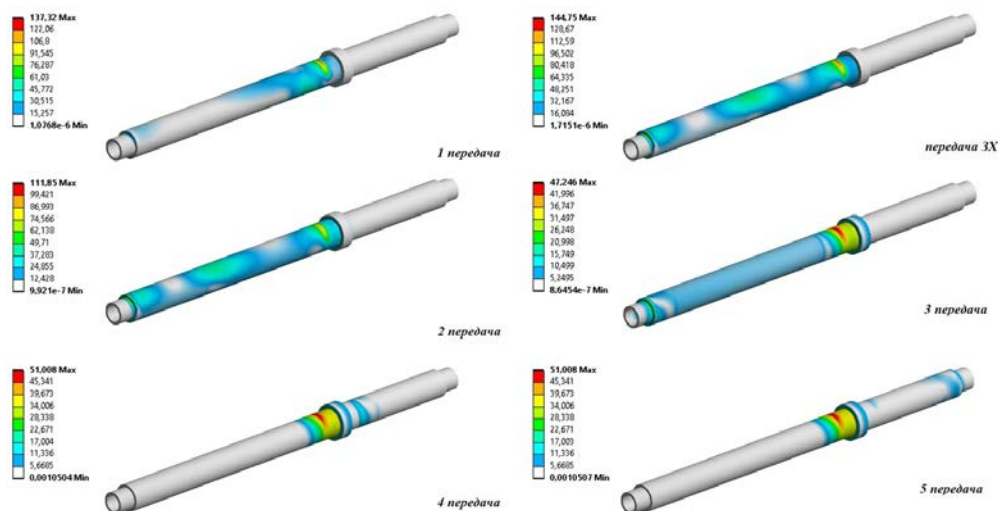


Рис. 15. Общее напряженное состояние вала КПП (по Мизесу) для всех передач, МПа (1-й вариант оптимизации)

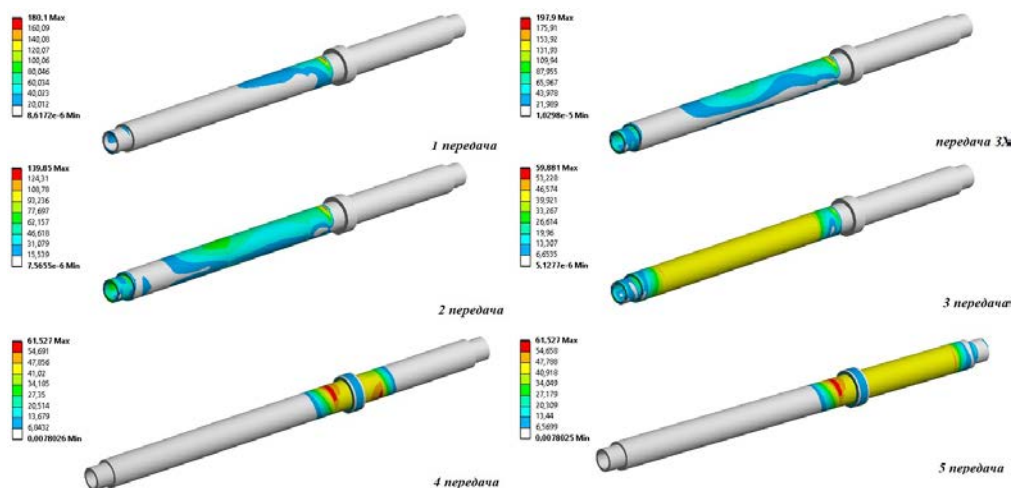


Рис. 16. Общее напряженное состояние вала КПП (по Мизесу) для всех передач, МПа (2-й вариант оптимизации)

Схожим режимом нагружения является режим работы на 1-й передаче, где максимальные напряжения составляют 137 и 180 МПа — для 1-й и 2-й итерации соответственно, с концентраторами в аналогичном месте. Заметно выросли максимальные напряжения и для 2-й передачи. Максимальный уровень составляет 112 и 140 МПа. Общий уровень не превышает 50 МПа.

В режиме движения гусеничной машины на передачах с 3 по 5 напряжения в концентраторах составляют около 50 и 60 МПа, а в остальных частях детали не превышают 40 МПа.

Максимальное деформированное состояние (рис. 17, 18) изменилось не столь значительно, что говорит о сохранении достаточной жесткости всей детали. Для первого варианта оптимизации значения возросли с 0,14 до 0,15 мм; для второго с 0,14 до 0,23 мм.

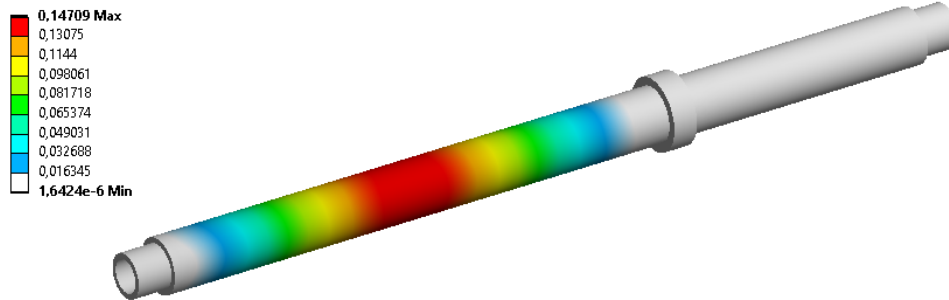


Рис. 17. Деформированное состояние вала КПП для передачи заднего хода, мм (1-й вариант оптимизации)

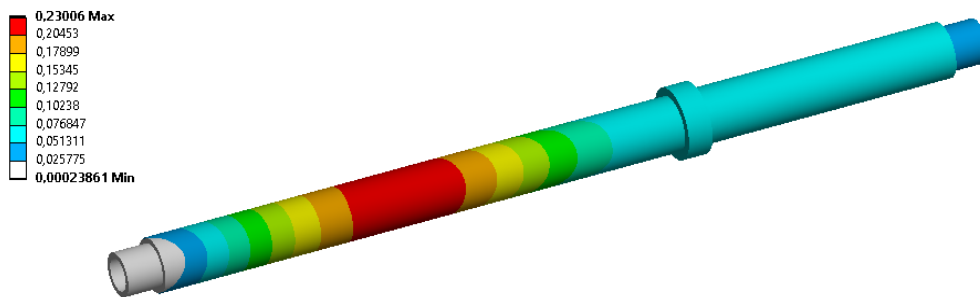


Рис. 18. Деформированное состояние вала КПП для передачи заднего хода, мм (2-й вариант оптимизации)

Максимальные значения эквивалентных напряжений до и после топологической оптимизации на всех передачах представлены в табл. 2.

Таблица 2

Максимальные эквивалентные напряжения до и после оптимизации, МПа

Номер передачи	До оптимизации	1-й вариант топологии	2-й вариант топологии
1	120	137	180
Задний ход	136	145	198
2	89	112	140
3	37	47	60
4	43	51	62
5	43	51	62

Оценивая вышеприведенные данные, можно сказать, что максимальные эквивалентные напряжения для обеих конструкций валов не превышают предела текучести для всех режимов нагружения. Оба варианта оптимизации полностью соответствует прочностным характеристикам применяемого материала, при этом запас прочности приобрел оптимальные значения.

Заключение. Результаты прочностных расчетов свидетельствуют о полной работоспособности разработанных твердотельных моделей валов КПП в исследуемых режимах нагружения с применением топологической оптимизации.

Для 1-й итерации масса вала уменьшилась с 12,8 до 7,6 кг (около 40 %). Такого результата удалось достичь благодаря принятым во внимание технологическим особенностям производства данного вала КПП (значительно проще при изготовлении будет выдержать отверстие постоянного диаметра). Однако при более сложной технологии изготовления (2-й вариант оптимизации) снижение массы составит до 5,7 кг (около 60 %).

Результат топологической оптимизации может быть максимальным при комплексной оптимизации всех элементов трансмиссии. Снаряженная масса в таком случае может сократиться на десятки килограмм.

Литература

- [1] Басов К.А. *Справочник пользователя ANSYS*. Москва, ДМК Пресс, 2005.
- [2] Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. *ANSYS в руках инженера: практическое руководство*. Москва, Едиториал УРСС, 2003, 269 с.
- [3] Носов Н.А., ред. *Расчет и конструирование гусеничных машин*. Ленинград, Машиностроение, 1972, 560 с.
- [4] Темис Ю.М., Якушев Д.А. Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД. *Вестник СГАУ*, 2011, № 3–1, с. 183–188.
- [5] Stolpe M. On some fundamental properties of structural topology optimization problems. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2010, vol. 41, no. 5, pp. 661–670. <https://doi.org/10.1007/s00158-009-0476-z>
- [6] Шаболин М.Л. Оптимизация конструкции и экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния подвески вездеходного транспортного средства. *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*, 2020, № 4, с. 101–104. <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-46-4-101-114>
- [7] Гринин В.А. Топологическая оптимизация балансира гусеничной машины. *Политехнический молодежный журнал*, 2022, № 3 (68). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-03-775>

Жучков Алексей Юрьевич — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Поздняков Тихон Дмитриевич, старший преподаватель кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Жучков А.Ю. Прочностной расчет и топологическая оптимизация вала коробки переключения передач гусеничной машины методом конечных элементов. *Политехнический молодежный журнал*, 2023, № 04 (81). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2023-4-884>

STRENGTH CALCULATION AND TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE GEARBOX SHAFT OF A TRACKED VEHICLE BY THE FINITE ELEMENT METHOD

A.Y. Zhuchkov

zhu4kov.aleksei@yandex.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

This article discusses the application of the topological model method based on finite element modeling of one of the tracked vehicle transmission elements. The complex loading of the gear shift shaft is considered. In the process of work, a strength calculation of the transmission shaft was made and thematic optimization was carried out. The problem was solved according to the following principle: stiffness was taken as the objective function, and the mass of the part, which is 70% of the mass of the designed part, was taken as the constraint. On the basis of a topologically optimized model, the variants of the intermediate shaft of the gearbox were improved with subsequent strength calculations.

Keywords

Tracked vehicle, transmission, gearbox, gears, shaft, machine parts, simulation modelling, finite element method, ANSYS Workbench, finite element model, topological optimization

Received 28.03.2023

© Bauman Moscow State Technical University, 2023

References

- [1] Basov K.A. *Spravochnik pol'zovatelya ANSYS* [ANSYS User's Guide]. Moscow, DMK Press Publ., 2005. (In Russ.).
- [2] Kaplun A.B., Morozov E.M., Olfer'eva M.A. *ANSYS v rukakh inzhenera: prakticheskoe rukovodstvo* [ANSYS in the hands of an engineer: a practical guide]. Moscow, Editorial URSS Publ., 2003, 269 p. (In Russ.).
- [3] *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of tracked vehicles]. Ed. Nosov N.A. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972, 560 p. (In Russ.).
- [4] Temis Yu.M., Yakushev D.A. Optimization of the design of parts and assemblies of gas turbine engines. *Vestnik SGAU*, 2011, no. 3–1, pp. 183–188. (In Russ.).
- [5] Stolpe M. On some fundamental properties of structural topology optimization problems. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2010, vol. 41, no. 5, pp. 661–670. <https://doi.org/10.1007/s00158-009-0476-z>
- [6] Shabolin M.L. Optimization of the design and experimental study of the stress-strain state of the rear suspension balancer of an all-terrain vehicle. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI*, 2020, no. 4, p. 101–104. (In Russ.). <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-46-4-101-114>
- [7] Grinin V.A. Topological optimization of tracked vehicle balancer. *Politekhnikeskii molodezhnyy zhurnal*, 2022, no. 3 (68). (In Russ.). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-03-775>

Zhuchkov A.Y. — Student, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Pozdnyakov T.D., Senior Lecturer, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Zhuchkov A.Y. Strength calculation and topological optimization of the gearbox shaft of a tracked vehicle by the finite element method. *Politekhicheskiy molodezhnyy zhurnal*, 2023, no. 04 (81). (In Russ.). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2023-4-884>