

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2023. № 4. С. 1 – 10.

DOI:

Представлена в редакцию: 24.11.2023

Принята к публикации: 10.12.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 1-482

Определение рационального расположения шарнирных точек крепления системы поддрессоривания к несущей системе гоночного автомобиля класса «формула студент»

Бережнов М. К. *, Харрисон В. А.,
Евсеев К. Б.

* berezhnov.m@bk.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

В статье приводится описание разработанной математической модели задней системы поддрессоривания гоночного автомобиля класса "Формула студент", позволяющей проводить анализ кинематики системы подвески. На ее основе проведен поиск рационального расположения шарнирных точек крепления системы поддрессоривания к несущей системе с использованием суррогатного алгоритма с учетом изменения углов установки колес. В работе приведен анализ кинематики системы поддрессоривания для полученных в результате расчета рациональных координат точек крепления, которые соответствуют конструктивным требованиям и позволяют уменьшить диапазон изменения угла схождения в процессе работы системы поддрессоривания. В результате выполненного исследования было определено рациональное расположение шарнирных точек с учетом противоклевковой геометрии.

Ключевые слова: независимая система поддрессоривания, кинематика системы поддрессоривания, угол развала колес, угол схождения колес, центр крена, противоклевковая геометрия, несущая конструкция, шасси.

Введение

Более 40 лет во всем мире проходят международные студенческие соревнования различных команд, в том числе в России. Так, в 2012 году в МГТУ им. Н. Э. Баумана была создана команда "Bauman Racing Team" для участия в соревнованиях класса "Формула студент", в рамках которых необходимо спроектировать и собрать гоночный автомобиль.

Автомобиль класса "Формула студент" состоит из следующих узлов и систем: несущая система, аэродинамический обвес, электромеханическая трансмиссия, мехатронная и тормозная системы, набор электрических и электронных компонентов и подсистем. Одной из таких систем, влияющих на устойчивость и управляемость автомобиля, является система поддрессоривания. Рассмотрим подробно конструкции систем поддрессоривания автомобиля

“BRT-7” (рис. 1), разработанного и изготовленного в 2019 году, и системы поддрессирования автомобиля “BRT-8D” (рис. 2), который модернизируется в настоящее время.



Рис. 1. “BRT-7”



Рис. 2. “BRT-8D”

1. Описание конструкции системы поддрессирования

На автомобилях “BRT-7” и “BRT-8D” задние системы поддрессирования (рис. 3 – 4) являются независимыми с двумя поперечно расположенными рычагами и одной реактивной тягой. Система поддрессирования имеет пять точек крепления к несущей системе, три из которых лежат на несущей плите.

Плита является частью несущей системы автомобиля и выполняет 2 функции:

1. На плиту крепится задняя система поддрессирования, соответственно, она обеспечивает общую компоновку шасси, облегчает позиционирование и увеличивает точность сборки. Также к ней прикреплены кронштейны силовой установки и трансмиссии, следовательно, плита должна выдерживать все нагрузки, создаваемые соединенными с ней системами.

2. Она выполняет функцию защиты силовой установки и других узлов и агрегатов от непреднамеренных внешних воздействий, поэтому, согласно регламенту соревнований, она должна иметь достаточную для этого прочность.



Рис. 3. Задняя система поддрессирования автомобиля “BRT-7”



Рис. 4. Задняя система поддрессирования автомобиля “BRT-8D”

2. Постановка цели и задач

В ранее разрабатываемой системе поддрессирования положение шарнирных точек крепления к несущей системе определялось методом подбора, на основании накопленного опыта и знаний ведущих конструкторов.

Автоматизация этого процесса позволит получить рациональные варианты геометрии системы поддрессирования и расположения точек крепления.

Цель работы - повышение устойчивости гоночного автомобиля “BRT-8D”.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ литературных источников;
- разработать математическую модель задней системы поддрессирования “BRT-8D”;
- определить рациональную геометрию системы поддрессирования;
- провести анализ полученных результатов.

3. Методика определения рационального расположения шарнирных точек крепления системы поддрессирования

На рис. 5 представлена блок-схема математической модели системы поддрессирования автомобиля “BRT-8D”, которая состоит из набора твердых тел, которые имеют кинематические и силовые связи. Система уравнений, описывающих динамику тел, синтезируется в автоматизированном режиме с применением программных комплексов – «система динамики твердых тел».

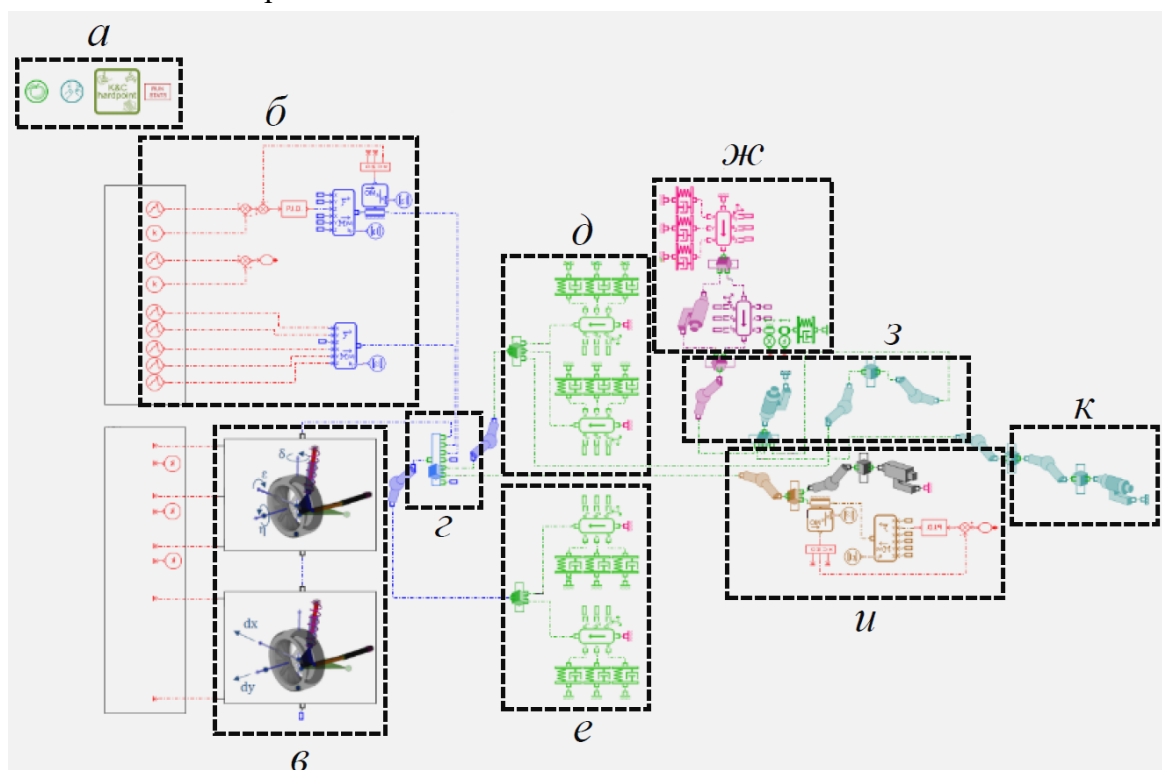


Рис. 5. Блок-схема математической модели системы поддрессирования: *а* – блоки управления моделью; *б* – блоки для задания входных параметров; *в* – блоки колеса; *г* – блоки ступичного узла; *д*, *е* – блоки верхнего и нижнего рычагов; *ж* – блоки амортизатора и пружины; *з* – блоки соединительных элементов; *и* – блоки реактивной тяги; *к* – блоки стабилизатора поперечной устойчивости

Модель состоит из подсистем, отвечающих за работу соответствующих систем: колесо (рис. 6, а), верхний (рис. 6, б) и нижний (рис. 6, в) рычаги, реактивная тяга (рис. 6, г), пружина (рис. 6, д), амортизатор (рис. 6, е) и стабилизатор поперечной устойчивости (рис. 6, ж). Она позволяет исследовать ход системы поддрессоривания, изменение углов установки колес и другие параметры.

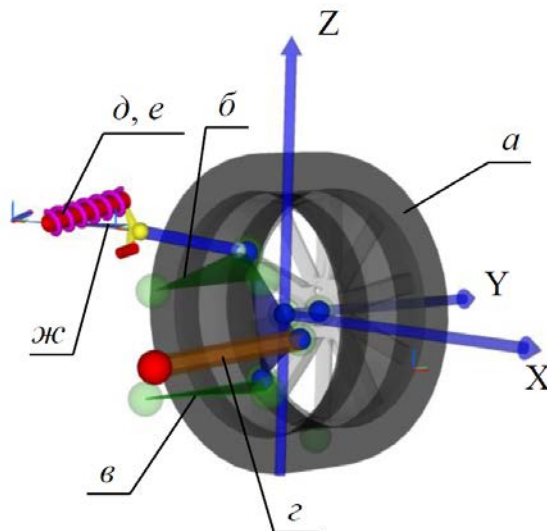


Рис. 6. 3D визуализация математической модели системы поддрессоривания: а – колесо; б, в – верхний и нижний рычаги; г – реактивная тяга; д - пружина; е - амортизатор; ж – стабилизатор поперечной устойчивости.

Среди всех автомобилей, разработанных командой, наилучшая кинематика системы поддрессоривания была достигнута на модели “BRT-7”. В его конструкции использовали более длинные рычаги независимой системы поддрессоривания, благодаря принятым удачным компоновочным решениям. Увеличение длины рычага приводит к уменьшению диапазон изменения углов установки колес. Из-за конструктивных особенностей задняя часть несущей системы “BRT-8D” шире, чем на автомобиле “BRT-7”, при этом рычаги задней системы поддрессоривания меньшей длины, что негативно влияет кинематику.

Для совершенствования геометрии системы поддрессоривания автомобиля "BRT-8D" необходимо решить задачу настройки алгоритма оптимизации таким образом, чтобы кинематика исследуемой системы поддрессоривания максимально соответствовала кинематике задней подвески автомобиля “BRT-7”. Для этого следует найти требуемые положения шарнирных точек крепления системы поддрессоривания с учетом заданных ограничений.

Используемое в работе программное обеспечение предусматривает содержание двух программных блоков: “блок оптимизации” и “блок запуска”. В “блоке запуска” происходит запуск расчета для исследования изменения параметров систем поддрессоривания в зависимости от хода колеса в математической модели с заданными ей значениями переменных. “Блок оптимизации” изменяет входные значения переменных в заданном диапазоне при запуске, затем записывает значения на выходе. Варьируемые параметры изменяются с заданным шагом. В итоге используемый в программном обеспечении алгоритм позволяет найти наиболее подходящий вариант. Расчет проводился в несколько шагов с последовательным добавлением ограничений.

Среди всех автомобилей, разработанных командой, наилучшая кинематика системы поддрессирования была достигнута на модели “BRT-7”. В его конструкции использовали более длинные рычаги независимой системы поддрессирования, благодаря принятым удачным компоновочным решениям. Увеличение длины рычага приводит к уменьшению диапазон изменения углов установки колес

Из-за конструктивных особенностей задняя часть несущей системы “BRT-8D” шире, чем на автомобиле “BRT-7”, при этом рычаги задней системы поддрессирования меньшей длины, что негативно влияет кинематику.

Для совершенствования геометрии системы поддрессирования автомобиля "BRT-8D" необходимо решить задачу настройки алгоритма оптимизации таким образом, чтобы кинематика исследуемой системы поддрессирования максимально соответствовала кинематике задней подвески автомобиля “BRT-7”. Для этого находятся требуемые положения шарнирных точек крепления системы поддрессирования с учетом заданных ограничений.

Используемое в работе программное обеспечение предусматривает содержание двух программных блоков: “блок оптимизации” и “блок запуска”. В “блоке запуска” происходит запуск расчета для исследования изменения параметров систем поддрессирования в зависимости от хода колеса в математической модели с заданными ей значениями переменных. “Блок оптимизации” изменяет входные значения переменных в заданном диапазоне при запуске, затем записывает значения на выходе. Варьируемые параметры изменяются с заданным шагом. В итоге используемый в программном обеспечении алгоритм позволяет найти наиболее подходящий вариант. Расчет проводился в несколько шагов с последовательным добавлением ограничений.

На первом этапе использовалась многокритериальная и безусловная оптимизация, для которой целевой функцией являлся минимум разности квадратов площадей под графиками угла развала колес в зависимости от хода колеса для автомобилей “BRT-7” и “BRT-8D”, а также минимум разности квадратов площадей под графиками угла схождения колес в зависимости от хода колеса. В качестве варьируемых параметров выбраны координаты шарнирных точек крепления независимой системы поддрессирования в сферической системе координат. Перемещение точек проводилось в пределах сфер радиусом 50 миллиметров с шагом в 1 миллиметр. Далее на втором шаге оптимизации предусматривалось добавление ограничения на принадлежность трех шарнирных точек крепления к плите.

Для реализации проверки в математической модели на принадлежность каждой из выбранных точек системы поддрессирования, было получено математическое уравнение плоскости плиты вида $A \times x + B \times y + C \times z + D = 0$. Для каждой точки было задано ограничение в виде такого равенства

На третьем шаге оптимизации было настроено ограничение на расположение центра крена. В математической модели реализовано вычисление его координаты путем определения точки пересечения прямых, с использованием системы уравнений прямых вида $\frac{x-x_0}{l} = \frac{y-y_0}{m} = \frac{z-z_0}{n}$. Для обеспечения оптимального крена автомобиля в повороте необходимо, чтобы центр крена задней оси был удален от центра тяжести автомобиля более, чем центр крена передней оси.[5] Первое требование к высоте расположения центра крена задней оси сформулировано в виде неравенства $|RC_{\text{REAR}} - CG| > |RC_{\text{FRONT}} - CG|$, где RC_{REAR} – центр крена задней оси, RC_{FRONT} – центр крена передней оси, CG – центр тяжести. Второе требование было сформулировано в виде неравенства таким образом, чтобы

полученный центр крена задней оси, был сильнее приближен к центру тяжести, чем изначальный: $|RC_{REAR0}| > |RC_{REAR}|$. Его выполнение уменьшит крен автомобиля в повороте.

На четвертом шаге оптимизации задано ограничение величины влияния противоклевковой геометрии системы поддрессоривания. Ее показатель оценивает величину продольного крена автомобиля при разгоне и выражается он в процентах, где при величине 100% крен отсутствует. Его вычисление реализовано в математической модели с путем определения точки пересечения прямых, через систему уравнений прямых вида $\frac{x-x_0}{l} = \frac{y-y_0}{m} = \frac{z-z_0}{n}$. Максимальное значение примем величиной 50%, так как при больших значениях рычаги системы поддрессоривания подвергаются чрезмерно большим нагрузкам, которые могут привести к деформации, что негативно повлияет на поведение автомобиля в процессе движения. Ограничение на величину противоклевковой геометрии (рис. 7.) задано в диапазоне от 0% до 50%.

Расчетная модель имеет 18 варьируемых параметров, шаг их изменения (0,01 радиан для углов и 1 миллиметр для радиус-векторов), необходимый для соблюдения условия принадлежности трех точек крепления плите. Для уменьшения времени расчета, разность квадратов площадей графиков изменения развала в зависимости от хода колеса и разность квадратов площадей графиков изменения схождения в зависимости от хода колеса сведены к одной переменной, с использованием весовых коэффициентов. Весовые коэффициенты подобраны так, чтобы разности имели одинаковый порядок малости. Получена многомерная условная и однокритериальная оптимизационная программа.

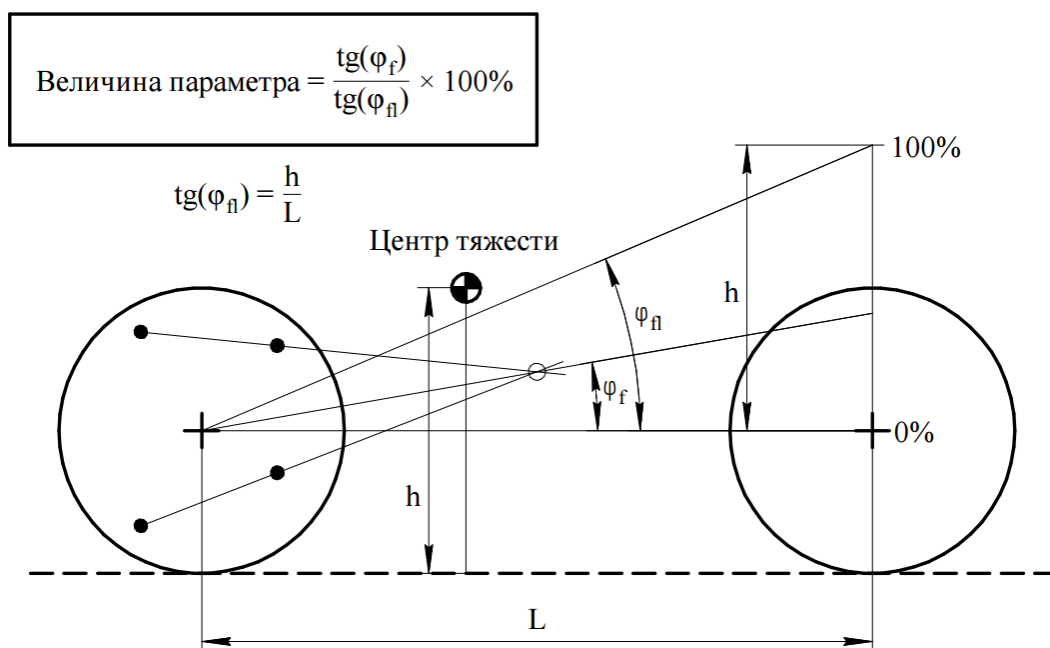


Рис. 7. Схема определения величины параметра противоклевковой геометрии задней системы поддрессоривания.

4. Результаты и выводы

В результате расчета площадь под графиком схождения уменьшилась на 65% (рис. 8), а площадь под графиком развала на 5% (рис. 9).

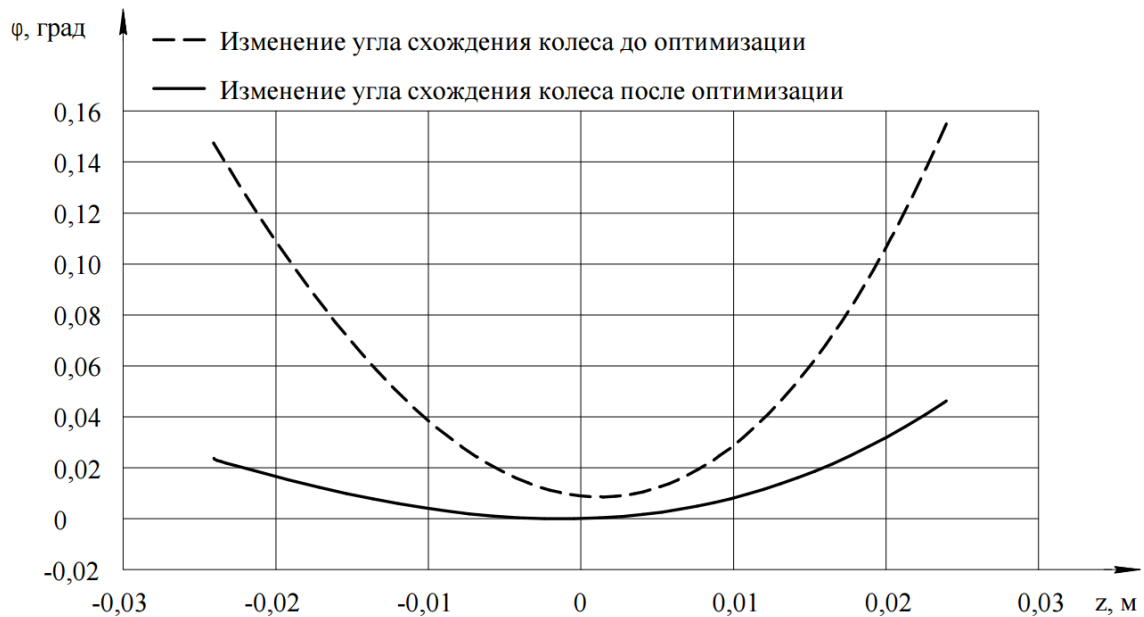


Рис. 8. Графики изменения угла схождения колеса в зависимости от перемещения колеса

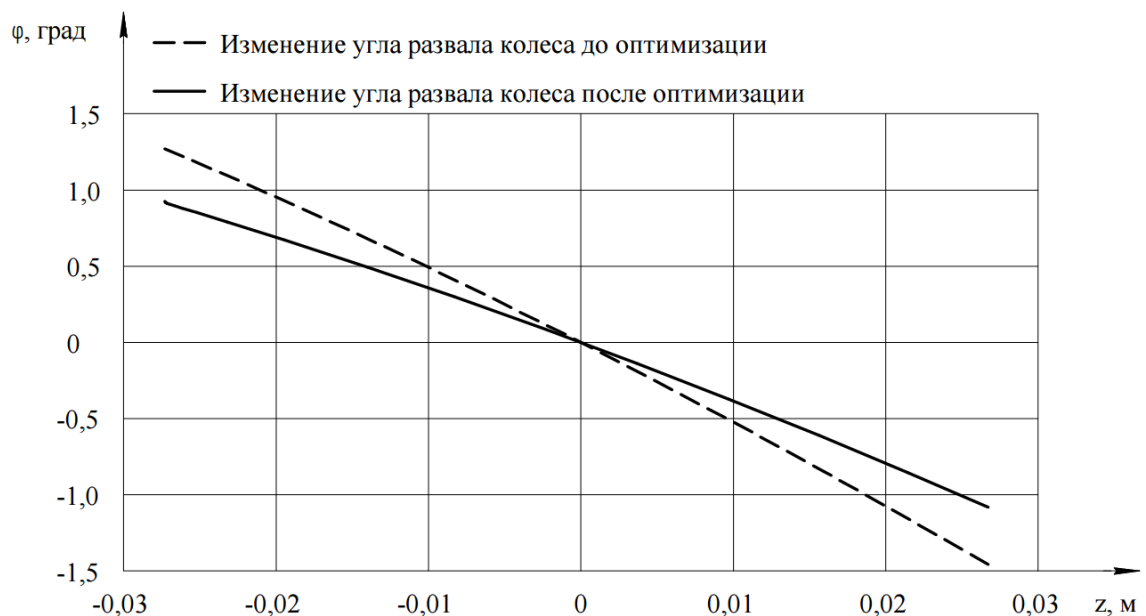


Рис. 9. Графики изменения угла развала колеса в зависимости от перемещения колеса

В результате проделанных исследований получено рациональное расположение узловых точек системы поддрессоривания. Центр крена задней оси стал на 18,2 миллиметра ближе к высоте центра тяжести автомобиля, диапазон изменения угла развала колеса в зависимости от хода колеса был уменьшен в 1,36 раза (с 2,73 до 2,01 градусов), а диапазон изменения угла схождения колеса в зависимости от хода колеса был уменьшен в 3,17 раза (с 0,146 до 0,046 градусов).

Список литературы

1. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др.; Под ред. Полунгяна А.А.. Проектирование полноприводных колесных машин в трех томах: Учебник для вузов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 3 том с.319-341.
 2. Жилейкин М.М., Котиев Г.О.. Моделирование систем транспортных средств / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев. - М.: 2020. - 240 с.
 3. Аллан Станифорт. Подвеска соревновательного автомобиля / А. Станифорт. - М.: 1999. С. 197-215.
 4. Бекман В.В.. Гоночные автомобили / В.В. Бекман. - М.: 1980. С. 304-314.
 5. Й. Раймпель. Шасси автомобиля / Под ред. к.т.н. И.И. Зверевой. - М.: 1983. с. 274-354.
 6. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание, 2016. – 592 с.
 7. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А. Многокритериальная параметрическая оптимизация в задачах совершенствования характеристик управляемости и устойчивости автотранспортных средств. // «Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (4) 2007 г.
 8. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – Москва: Машиностроение, 1972. – 392 с.
-

АВТОРЫ

Бережнов Максим Константинович, студент каф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Российская Федерация, berezhnov.m@bk.ru.

Харрисон Ваня Антони, студент каф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Российская Федерация, vtkpes@gmail.com.

Евсеев Кирилл Борисович, доктор технических наук, доцент каф. «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Российская Федерация, kb_evseev@bmstu.ru.

Determination of the rational location of the hinge attachment points of the springing system to the supporting structure of a “formula student” class racing car

Maksim K. Berezhnov*,
Vanya Anthony Harrison,
Kirill B. Evseev

* aleksandrovdimas10@gmail.com
Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

The article describes the developed mathematical model of the rear suspension system of a racing car of the Formula Student class, which allows analyzing the kinematics of the suspension system. Based on it, a search was carried out for the rational location of the hinge attachment points of the springing system to the carrier system using a surrogate algorithm, taking into account changes in the angles of installation of the wheels. The paper presents an analysis of the kinematics of the springing system for the rational coordinates of the attachment points obtained as a result of the calculation, which meet the design requirements and reduce the range of changes in the angle of convergence during the operation of the springing system. As a result of the performed research, the rational location of the hinge points was determined, taking into account the anti-pecking geometry.

Keywords: independent springing system, kinematics of the springing system, wheel camber angle, wheel convergence angle, roll center, anti-biting geometry, load-bearing structure, chassis.

References

1. B.A. Afanasyev, B.N. Belousov, L.F. Zheglov, etc.; Edited by A.A. Polungyan. Designing four-wheel drive wheeled vehicles in three volumes: Textbook for universities. - M.: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2008. 3 volume pp.319-341.
2. M.M. Zhileikin, G.O. Kotiev. Modeling of vehicle systems / M.M. Zhileikin, G.O. Kotiev. - M.: 2020. - 240 p.
3. Allan Staniforth. Suspension of a competitive car / A. Staniforth. - M.: 1999. pp. 197-215.
4. V.V. Beckman. Racing cars / V.V. Beckman. - Moscow: 1980. pp. 304-314.
5. J. Raimpel. Car chassis / Edited by Candidate of Technical Sciences I.I. Zvereva. - M.: 1983. pp. 274-354.
6. Tarasik, V. P. Mathematical modeling of technical systems / V. P. Tarasik. – Minsk: Novoe znanie, 2016. – 592 p.

7. Bakhmutov S.V., Akhmedov A.A. Multi-criteria parametric optimization in the tasks of improving the characteristics of controllability and stability of motor vehicles. // "Izvestia of MSTU "MAMI". Scientific peer-reviewed journal. - M., MSTU "MAMI", No. 2 (4) 2007.

8. Rotenberg, R. V. Car suspension. Vibrations and smoothness of the course / R. V. Rotenberg. – Moscow: Mashinostroenie, 1972. – 392 p.

AUTHORS

Maksim K. Berezhnov, student of the "Wheeled Machines" Department of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, berezhnov.m@bk.ru.

Vanya Anthony Harrison, student of the "Wheeled Machines" Department of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, vtkpes@gmail.com.

Kirill B. Evseev, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Wheeled Machines" of the Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, kb_evseev@bmstu.ru.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

Электрон. журн. 2023. № 4. С. 11 – 20.

DOI:

Представлена в редакцию: 24.11.2023

Принята к публикации: 10.12.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 1.04

Математическая модель снегохода для определения нагрузок в несущей системе

Лебедев Д.Р., * Левенков Я.Ю.,
Чичекин И.В.

* denis26788@mail.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

При создании современных образцов снегоходной мототехники особое внимание следует уделить проектированию силовых элементов, в том числе несущих систем, что позволяет существенно повысить их эксплуатационные характеристики, такие как грузоподъемность, плавность хода, топливная экономичность и другие. Высокий уровень конкуренции в сегменте утилитарных снегоходов требует от разработчиков высокий уровень использования современных методов проектирования.

Несущая система снегохода, как правило, представляет собой сложную пространственную конструкцию, для проектирование которой необходимо знать направление и значение действующих на нее нагрузок со стороны основных узлов и агрегатов, таких как передняя и задняя подвески, рулевое управление, двигатель, трансмиссия, и другие.

В данной работе представлена математическая модель утилитарного снегохода, описанная в программе численного анализа динамики твердых тел, необходимая для определения значений сил и крутящих моментов, действующих в несущей системе снегохода. Для расчета были выбраны наиболее опасные нагрузочные режимы, возникающие при эксплуатации утилитарного снегохода. Полученные значения нагрузок можно использовать для проведения топологической оптимизации несущей системы снегохода с целью получения силовой схемы оптимальной с точки зрения массы и прочности.

Ключевые слова: снегоход, математическая модель, несущая система, нагрузочные режимы, динамика твердых тел, виртуальный прототип, нагрузки.

Введение

Снегоходная мототехника является основным наземным транспортным средством в заснеженных регионах, таких как северо-запад России, Сибирь, страны Северной Европы, Канада и т. д. Такой тип транспорта разработан для эксплуатации на снегу и льду в условиях бездорожья. Для некоторых регионов снегоход является единственным наземным транспортным средством для перевозки людей и грузов.

Высокий уровень конкуренции среди производителей снегоходной мототехники требует широкого использования современных методов проектирования, в том числе и при разработке силовых элементов конструкции. Среди них можно особо выделить несущие системы, т.к. устранение их неисправностей, возникших при эксплуатации, сопряжены с высокими материальными и временными затратами.

Одним из способов определения нагрузок, действующих в несущей системе снегоходного транспортного средства, является метод математического моделирования в программе численного анализа динамики твердых тел. Полученные значения сил и моментов можно использовать для проведения топологической оптимизации с целью создания прочных, жестких и легких несущих конструкций.

Описание модели утилитарного снегохода

Для определения нагрузок на несущую систему утилитарного снегохода была создана математическая модель в программе численного анализа динамики твердых тел [1,2,3,4]. Основные геометрические размеры перенесены с твердотельной модели снегохода. Внешний вид исходной геометрии снегохода и основные звенья показаны на рисунке 1.

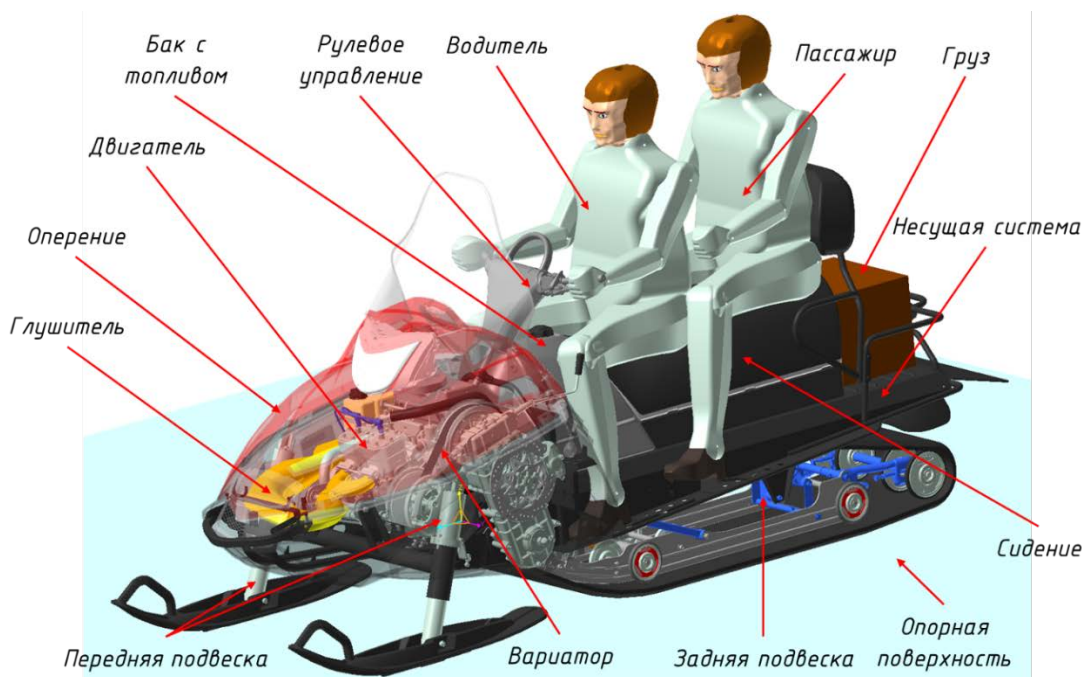


Рис. 1. Общий вид CAD модели снегохода

Модель снегохода включает в себя подсистемы:

- передней подвески;
- задней подвески;
- рулевого управления;
- несущей систем;
- несущей системы с размещенной полезной нагрузкой.

При построении модели и проведении расчетов выполнены следующие допущения:

- 1) все звенья механизма являются абсолютно жестким, недеформируемыми телами;
- 2) трения в шарнирах отсутствует;
- 3) опорная поверхность является абсолютно твердой;

4) модель водителя и пассажира в процессе моделирования не изменяют своего положения;

5) влияние работы ДВС и трансмиссии на нагрузки на несущую системы не учитываются.

На рисунке 2 представлены положения и массы основных звеньев системы.

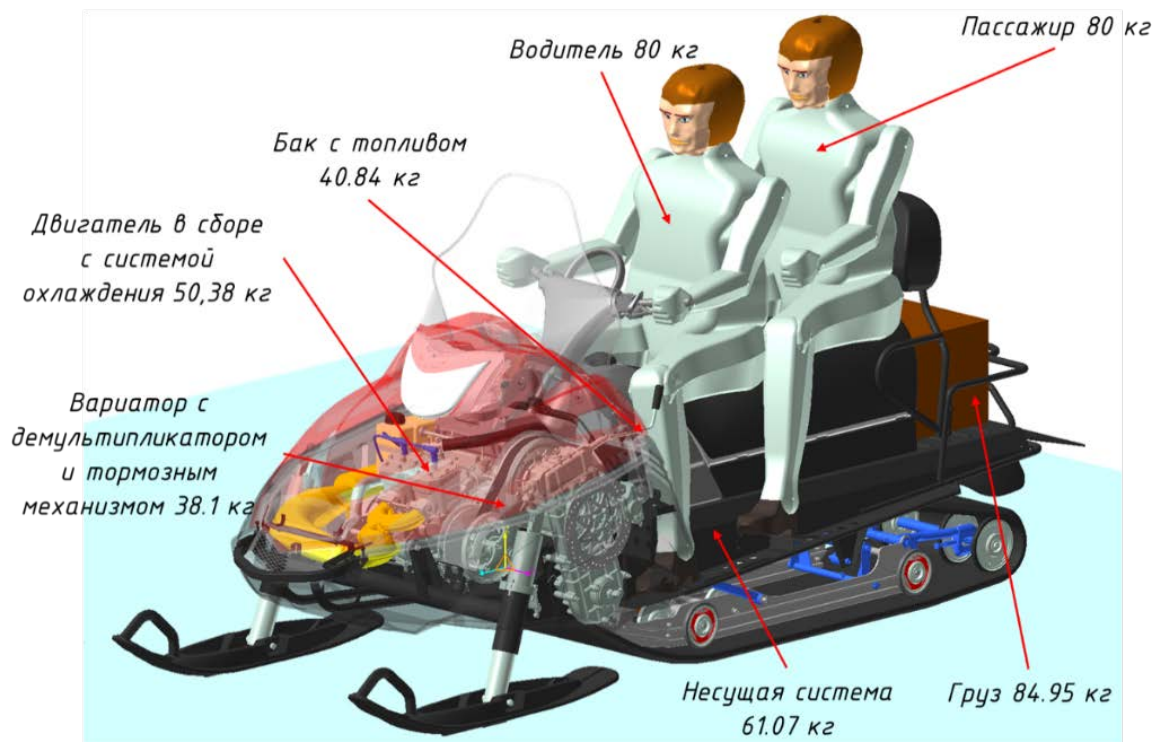


Рис. 2. Массовые характеристики основных звеньев системы

На рисунке 3 показан центр масс снегохода с людьми и грузом (а) и без (б). Глобальная система координат показана на рисунке 4.



Рис. 3. Центр масс снегохода: а – с людьми и грузом, б – без людей и груза

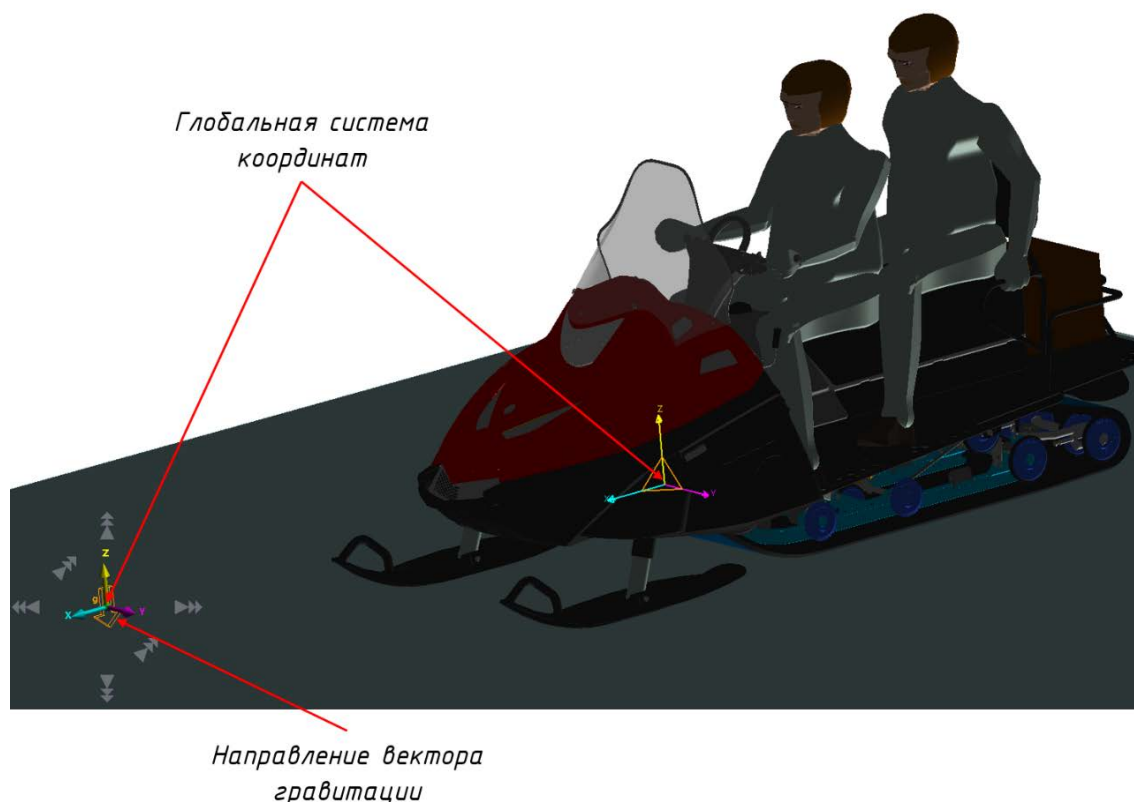


Рис. 4. Глобальная система координат

Для определения сил и крутящих моментов, действующих на элементы несущей системы, исходя из назначения утилитарного снегохода и опыта его эксплуатации, выбраны наиболее опасные нагрузочные режимы. Для дальнейшего моделирования выбрано одиннадцать нагрузочных режимов, представленных ниже:

- 1) статика: стоянка на месте с гравитацией $1g$;
- 2) движение с максимальной тягой на гусенице;
- 3) торможение с максимальным замедлением 9 м/сек^2 ;
- 4) движение в горку с углом 45 градусов;
- 5) движение с горы с углом 45 градусов;
- 6) движение с усилием на заднем крюке $F_{кр} = 5000\text{Н}$;
- 7) движение с усилием на переднем креплении $F_{кр} = 5000\text{Н}$;
- 8) движение в повороте с минимальным радиусом $R = 20 \text{ м}$ и максимальной скоростью по условию отсутствия опрокидывания;
- 9) движение по косоугору с критическим углом крена по перевороту;
- 10) упор передних лыж в препятствие с одновременной максимальной тягой на гусенице;
- 11) равномерная вертикальная перегрузка $3g$.

Далее на рисунках 5,6,7 и 8 представлены общие виды передней подвески, задней подвески, рулевого управления и несущей системы с указанием шарниров соответственно.

Все звенья передней подвески связаны между собой жесткими шаровыми шарнирами и шарнирами вращения. Крепление верхних и нижних рычагов к несущей системе снегохода задано упругими втулками (Bushings). Такой способ крепления позволяет автоматизировано передавать все нагрузки в точках крепления на несущую систему.

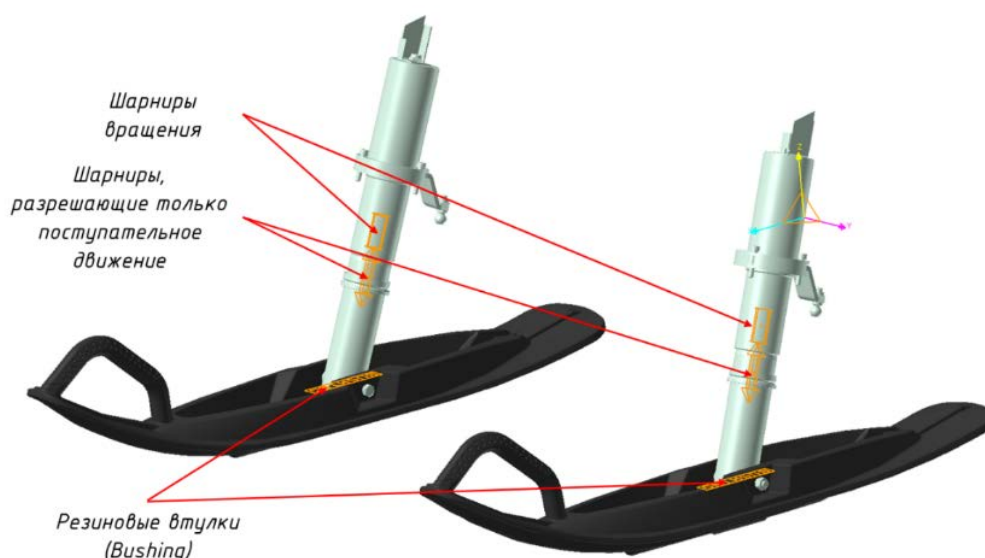


Рис. 5. Схема размещения шарниров в модели передней подвески снегохода

Все звенья задней подвески связаны между собой жесткими шарнирами вращения. Крепление верхних и нижних рычагов к несущей системе снегохода задано упругими резиновыми втулками (Bushing). Такой способ крепления позволяет автоматизировано передавать все нагрузки в точках крепления на несущую систему. Направляющие ролики гусеницы соединённые с направляющей гусеницы шарнирами вращения.

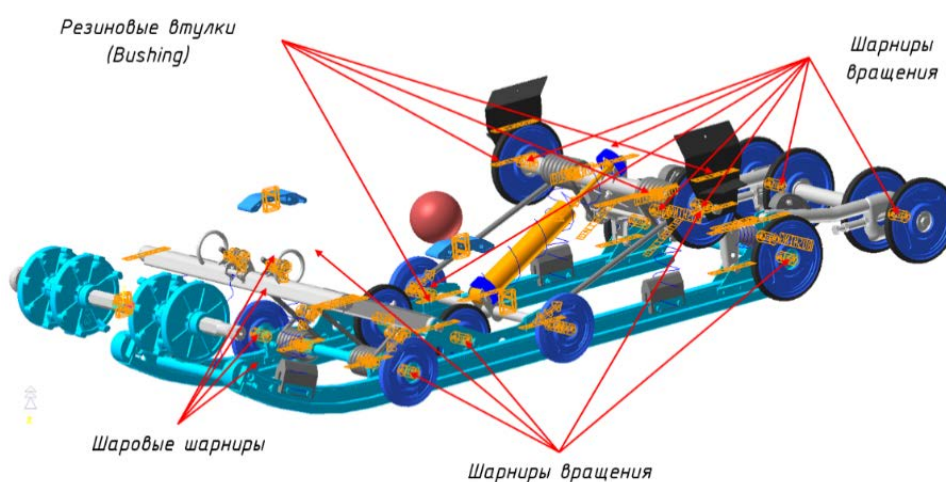


Рис. 6. Схема размещения шарниров в модели задней подвески снегохода

Рулевой вал соединён жестко с рулевой сошкой, и соединён с несущей системой шарниром вращения. Для фиксирования рулевого вала от поворота звеньев друг относительно друга. Соединение рулевой сошки и стоек подвески задано шарнирами постоянной длины.

При расчете нагрузок на несущую систему в приложении по расчету динамики твердых тел несущая система принимается абсолютно жестким недеформируемым единым телом, на которую в точках соединения передаются нагрузки. Для расчетов МКЭ несущей системы экспортируются все усилия в этих точках соединения в ее системе координат.

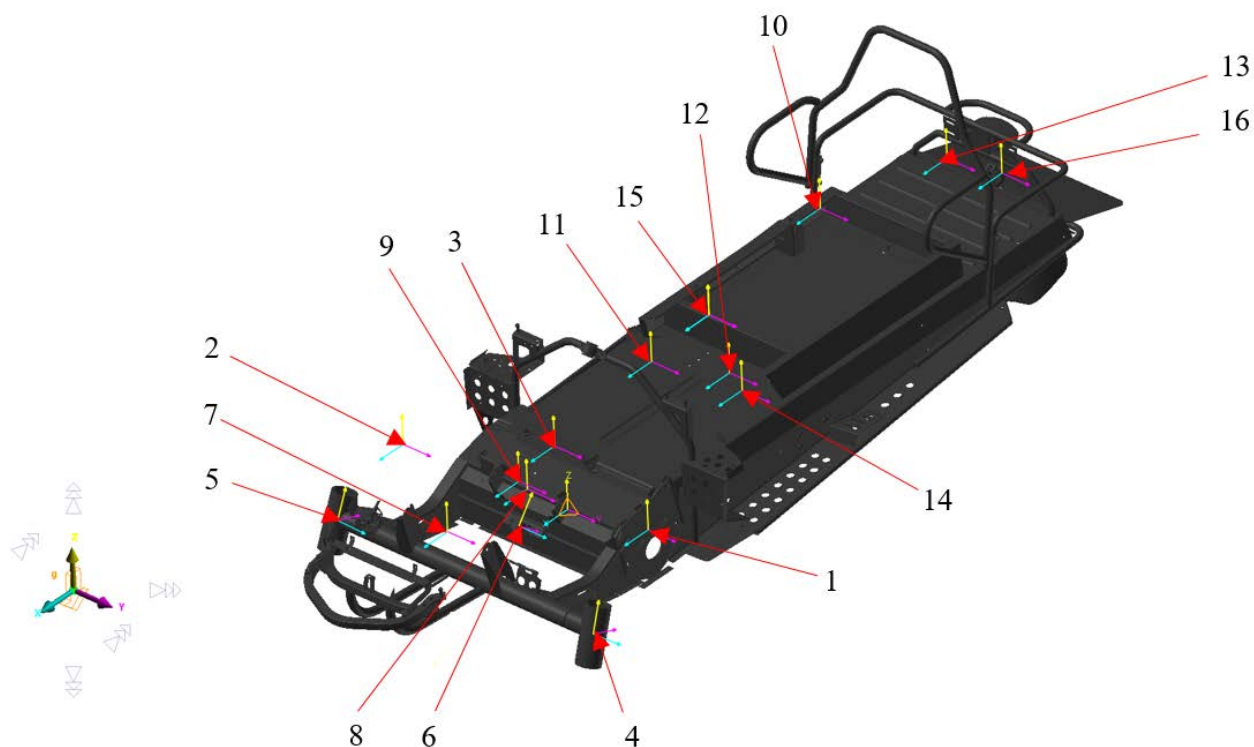


Рис. 8. Схема размещения шарниров соединения несущей системы снегохода

1 - маркер шарнира трансмиссии, 2 - маркер шарнира выхлопной системы, 3 - маркер шарнира воздушного фильтра, 4 - маркер шарнира передней левой подвески, 5 - маркер шарнира передней правой подвески, 6 - маркер шарнира нижней опоры рулевого вала, 7 - маркер шарнира передней опоры двигателя, 8 - маркер шарнира задней опоры двигателя, 9 - маркер шарнира оперения, 10 - маркер шарнира сидения, 11 - маркер шарнира топливного бака, 12 - маркер шарнира крепления аккумулятора, 13 - маркер шарнира крепления груза, 14 - маркер шарнира крепления задней подвески, 15 - маркер центра масс, 16 - маркер буксировочного устройства

Опорная поверхность задана параллелепипедом, взаимодействие с движителями осуществляется в модели 3D контактами в которых рассчитываются нормальные реакции. Для обеспечения удерживания снегохода на месте в контакте включено трение.

Моделирование всех нагрузочных режимов с достаточной степенью точности можно произвести изменением направления вектора гравитации g с приложением внешней нагрузки. Изменение направления или значения вектора гравитации g в применяемом приложении по расчету динамики твердых тел осуществляется вводом проекций вектора гравитации на оси глобальной системы координат. Исходные данные для моделирования сведены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные к моделированию расчетных случаев

№ п/п	Проекции вектора гравитации g , мм/с ²			Внешняя сила, Н		Место приложения нагрузки
	X	Y	Z	X	Y	
1.	0	0	-9806.65	0	0	
2.	0	0	-9806.65	-4161	0	Ц.м.
3.	0	0	-9806.65	5400	0	Ц.м
4.	-6934.349	0	-6934.349	0	0	
5.	6934.349	0	-6934.349	0		
6.	0	0	-9806.65	5000	0	Задний крюк
7.	0	0	-9806.65	-5000	0	Передняя точка, на расстоянии 3000 мм от переднего края снегохода
8.	0	0	-9806.65	2083	0	Ц.м.
9.	0	0	-9806.65			
10.	0	0	-9806.65	4161		Центр направляющей гусеницы
11.	0	0	-29419.95	0	0	

Заключение

В результаты моделирования получили нагрузки, действующие в несущей системе снегохода. Полученные силы и крутящие моменты можно использовать для расчета на прочность рамы снегохода, а также для проведения топологической оптимизации в целях улучшения эксплуатационных свойств снегохода.

Список литературы

1. Mike Dempsey, Garron Fish, Juan Gabriel Delgado Beltran. High fidelity multibody vehicle dynamics models for driver-in-the-loop simulators/ Proceedings of the 11th International Modelica Conference September 21-23, 2015, Versailles, France. P 273 - 280.
2. Farid M. L. Fundamentals of multibody dynamics: theory and applications. Birkhauser - 2006.
3. Ryan R.R. ADAMS / R.R. Ryan // In Supplement to Vehicle System Dynamics. - 1993. - V. 22. - P. 144-152.
4. Craig, M. Bampton, Coupling of substructures for dynamic analysis, Amer. Inst. Aero. Astro. J. 6 (7) (1968)1313–1319.

АВТОРЫ

Лебедев Денис Романович, аспирант, кафедра СМ10 «Колесные машины» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), +7 962 917 56 20, denis26788@mail.ru. ORCID 0000-0002-7558-611X.

Левенков Ярослав Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра СМ10 «Колесные машины» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), +7 916 904 66 60, lique87@mail.ru. ORCID 0000-0001-6556-3232.

Чичекин Илья Викторович, кандидат технических наук, доцент, кафедра СМ10 «Колесные машины» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), +7 915 289 07 37 hiv2@mail.ru. ORCID 0000-0001-7632-7657.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 4. pp. 11 – 20.

DOI:

Received: 24.11.2023

Accepted for publication: 10.12.2023

© International Public Organization “Integration
strategy”

Mathematical model of a snowmobile for determining loads in carrier system

Denis R. Lebedev*,
Yaroslav Y. Levenkov,
Ilya V. Chichekin

* denis26788@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

When creating modern models of snowmobile motor vehicles, special attention should be paid to the design of power elements, including carrier systems, which can significantly increase their performance characteristics, such as load capacity, ride smoothness, fuel efficiency, and others. The high level of competition in the utility snowmobile segment requires designers to use a high level of modern design methods.

The carrying system of a snowmobile, as a rule, is a complex spatial structure, for the design of which it is necessary to know the direction and value of the loads acting on it from the side of the main components and assemblies, such as front and rear suspensions, steering, engine, transmission, and others.

This paper presents a mathematical model of a utility snowmobile, described in the program for numerical analysis of the dynamics of rigid bodies, necessary to determine the values of forces and torques acting in the snowmobile's carrier system. For the calculation, the most dangerous load modes were selected, corresponding to a utility snowmobile. The obtained load values can be used to carry out the topological optimization of the snowmobile carrier system in order to obtain an optimal power circuit in terms of weight and strength.

Keywords: snowmobile, mathematical model, carrier system, load modes, rigid body dynamics, virtual prototype, loads.

References

1. Mike Dempsey, Garron Fish, Juan Gabriel Delgado Beltran. High fidelity multibody vehicle dynamics models for driver-in-the-loop simulators/ Proceedings of the 11th International Modelica Conference September 21-23, 2015, Versailles, France. P 273 - 280.
 2. Farid M. L. Fundamentals of multibody dynamics: theory and applications. Birkhauser - 2006.
 3. Ryan R.R. ADAMS / R.R. Ryan // In Supplement to Vehicle System Dynamics. - 1993. - V. 22. - P. 144-152.
 4. Craig, M. Bampton, Coupling of substructures for dynamic analysis, Amer. Inst. Aero. Astro. J. 6 (7) (1968)1313–1319.
-

AUTHORS

Denis R. Lebedev, graduate student of the "Wheeled Machines" Department of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, +7 962 917 56 20, denis26788@mail.ru. ORCID 0000-0002-7558-611X.

Yaroslav Y. Levenkov, candidate of technical sciences, docent of the Department "Wheeled Machines" of the Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, +7 916 904 66 60, lique87@mail.ru. ORCID 0000-0001-6556-3232.

Ilya V. Chichekin, candidate of technical sciences, docent of the Department "Wheeled Machines" of the Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, +7 915 289 07 37 hiv2@mail.ru. ORCID 0000-0001-7632-7657.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

Электрон. журн. 2023. № 4. С. 21 – 29.

DOI:

Представлена в редакцию: 24.11.2023

Принята к публикации: 10.12.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 1.04

Использование методов топологической оптимизации на ранних стадиях проектирования несущей системы снегохода

Левенков Я.Ю. *, Лебедев Д.Р.

* lique87@mail.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

При создании современных образцов транспортных средств, в том числе снегоходной мототехники, особое внимание следует уделить проектированию силовых элементов, поскольку тщательная их проработка позволяет увеличить эксплуатационные характеристики, например, грузоподъемность, среднюю скорость движения, управляемость и другие. Есть различные пути снижения массы силовых элементов транспортного средства: разработка рациональных силовых схем восприятия нагрузок и замена материалов на более прочные и легкие.

Цель исследования – разработка несущей системы снегохода обеспечивающей требования прочности и минимальной массы.

В статье описан процесс создания облегченной несущей системы с применением методов топологической оптимизации для снегохода повышенной грузоподъемности.

Объектом исследования являются снегоходная мототехника. Предметом исследования являются применение топологической оптимизации на ранних стадиях проектирования несущей системы снегохода с целью получения рациональной силовой схемы и уменьшения собственной массы рамы снегохода.

На примере утилитарного снегохода представлены основные этапы проектирования силовой схемы передней части несущей системы снегоходной мототехники. Определены основные исходные данные необходимые для разработки ее концепции. По итогам работ была изготовленная облегченная несущая система из алюминиевых и стальных материалов.

Ключевые слова: снегоход, несущая система, топологическая оптимизация, область проектирования, метод конечных элементов, повышенная грузоподъемность, виртуальный прототип, интерпретация результатов оптимизации.

Введение

В настоящее время все более востребованными становятся снегоходы повышенной грузоподъемности (рис.1) предназначенные для транспортировки людей и грузов, буксировки прицепов (саней) массой до 500 кг, а также эксплуатации в природоохранных организациях, МЧС и скорой медицинской помощи.



Рис. 1. Снегоход повышенной грузоподъемности

Снегоход повышенной грузоподъемности рассчитан на длительное передвижение по глубокому снегу и имеет достаточно мощности и места для перевозки различных тяжелых грузов. К данному типу снегоходов предъявляются повышенные требования к прочности несущей системы и надежности узлов и агрегатов, что позволяет широко использовать при выполнении различных задач: охота, рыбалка, проведение поисково-спасательных операций, а также для обеспечения потребностей жителей Сибири и Крайнего Севера, чей быт связан с добычей пищи в экстремальных условиях.

Целью являлось проектирование новой облегченной несущей для повышения показателей грузоподъемности. Основное внимание было уделено оптимизации передней части несущей системы – уменьшение её массы с сохранением прочности позволяет осуществить установку двигателя большей мощности, не повышая нагрузки на лыжи.

Подход к проектированию несущей системы снегохода

Увеличение грузоподъемности может быть достигнуто за счет:

- 1) применения облегченной несущей системы, элементы которой выполнены преимущественно из алюминиевого сплава,
- 2) оптимизации схемы передачи нагрузок на несущую систему снегохода от направляющего устройства подвески, выполненного из алюминиевого сплав
- 3) разработки оригинальной конструкции съемного заднего сиденья.

Для уменьшения себестоимости снегохода повышенной грузоподъемности часть узлов и агрегатов снегохода таких как: движитель, система управления снегоходом, силовая установка, трансмиссия и пластиковый обвес и др., унифицированы с серийными образцами снегоходов.

Проектирование облегченной несущей системы снегохода повышенной грузоподъемности проводилось в два этапа.

Первый этап – создание твердотельной модели на основе конструкции коммерческого образца снегохода и определение нагрузок, действующих на несущую систему снегохода, в программе расчета динамики твердых тел [1,2,3,4] Созданная твердотельная модель несущей системы коммерческого образца представлена на рисунке 2.

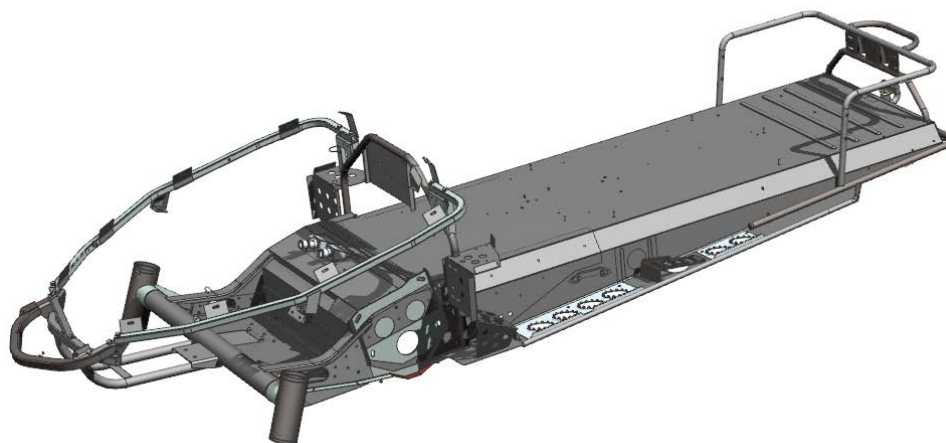


Рис. 2. Твердотельная модель несущей системы коммерческого образца снегохода

На втором этапе для разработки конструкции легкой и прочной несущей системы применяется метод топологической оптимизации.

Для применения данного метода были определены условия оптимизации (рисунок 3):

- 1) материал и пространство проектирования, учитывающие компоновку подкапотного пространства;
- 2) места крепления двигателя, узлов трансмиссии, пластикового обвеса;
- 3) расположения направляющего устройства подвески и системы рулевого управления.

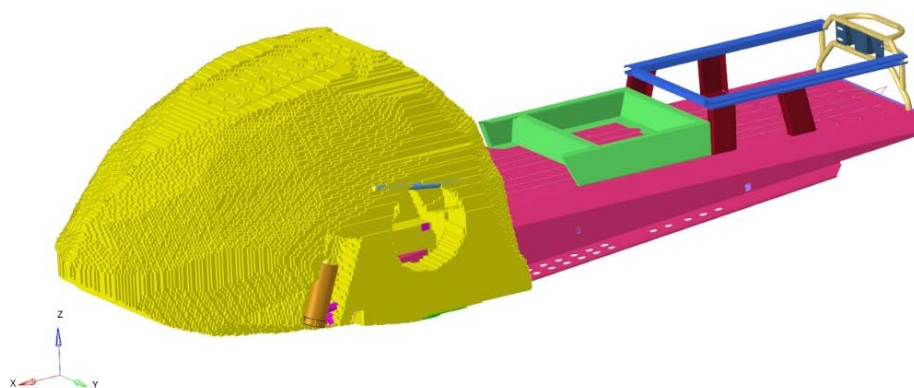


Рис. 3. Пространство проектирования для топологической оптимизации передней части несущей системы снегохода

Целевой функцией топологической оптимизации является минимум податливости конструкции, т. е. обеспечение максимальной её жесткости. Исходя из опыта авторов, при проведении подобных расчетов, ограничение для оптимизации составляет 20% от объема заданной области проектирования.

Также, к результату топологической оптимизации предъявляется требование симметричности относительно продольной плоскости снегохода для унификации.

Полученный результат одной из итераций топологической оптимизации в виде изоповерхностей равной плотности представлен на рисунке 4.

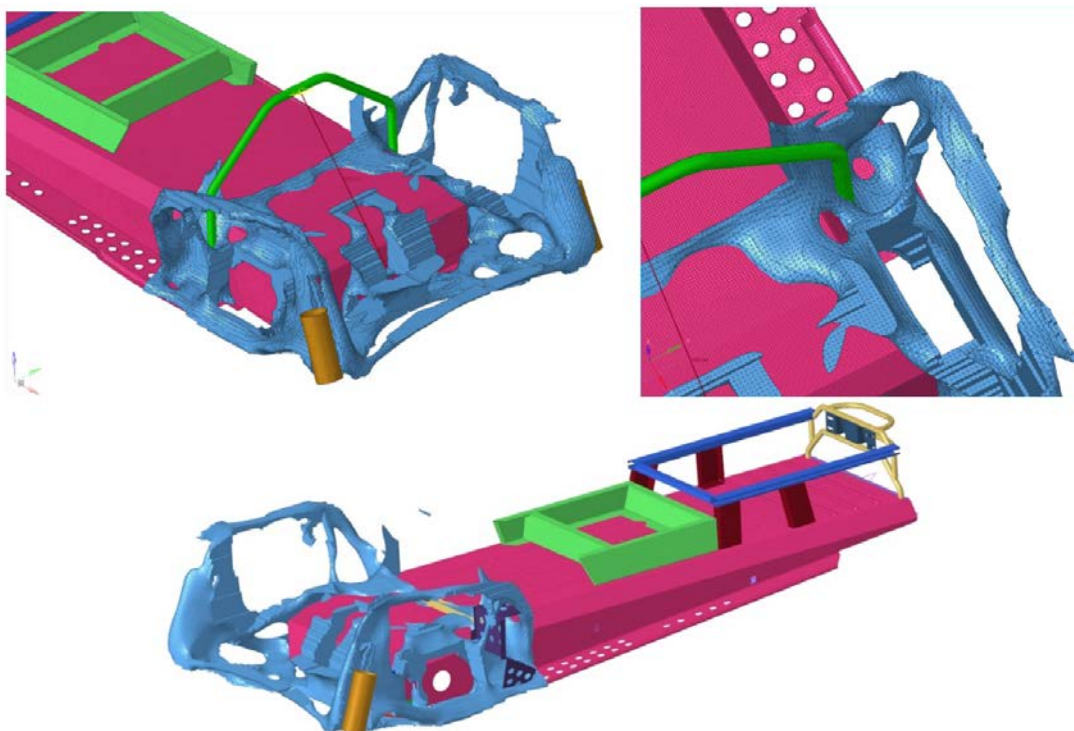


Рис. 4. Результат топологической оптимизации

Конечный результат топологической оптимизации был перенесен в систему автоматизированного проектирования и на его основе была спроектирована передняя часть несущей системы снегохода повышенной грузоподъемности (рисунок 5).

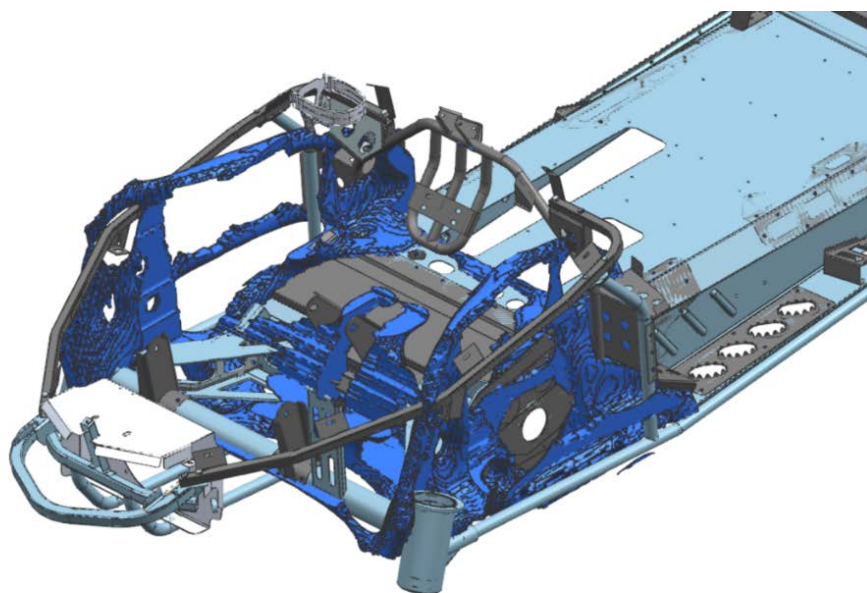


Рис. 5. Результат топологической оптимизации и конструкция передней части несущей системы

Результат топологической оптимизации реализуется в реальную конструкцию, при этом учитывается удобство сборки, технологичность производства элементов несущей системы и стоимость ее изготовления. Аллюминиевые элементы конструкции передней части несущей системы выполняются из листового металла, которые в дальнейшем образуют готовые к установке узлы. Такой подход повышает эффективность сборочной линии и уменьшает затраченное на процесс сборки время.

Далее был проведен поверочный расчет спроектированной несущей системы снегохода повышенной грузоподъемности, на основании которого получена огибающая картина напряженно-деформированных состояний всех нагрузочных режимов (рисунок 6).

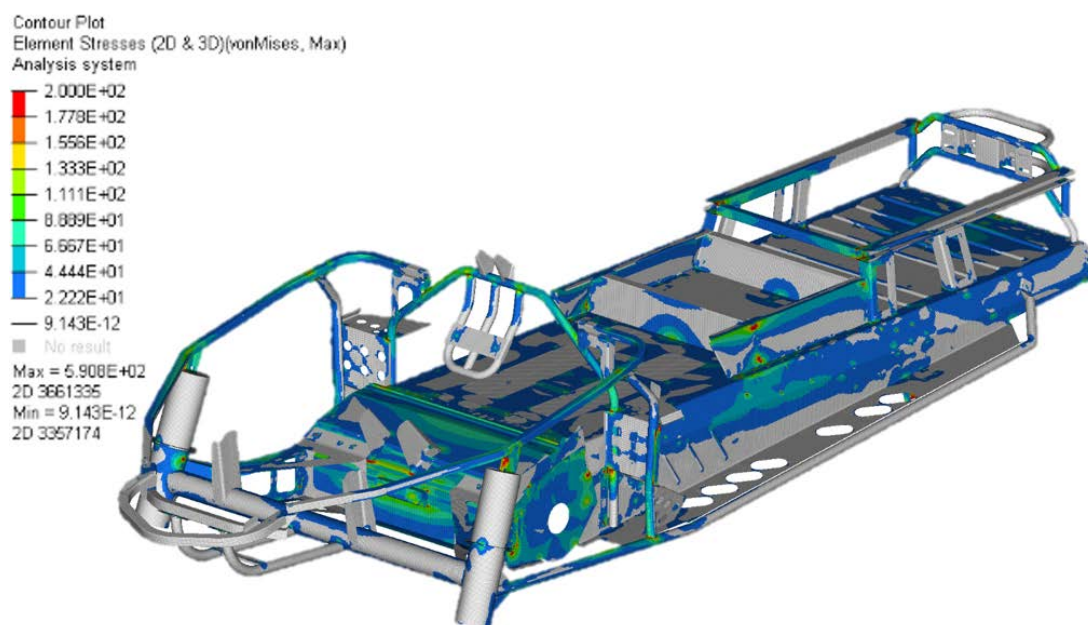


Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние спроектированной несущей системы

Спроектированная несущая система, показанная на рисунке 7, преимущественно состоит из аллюминиевых деталей и узлов, усиленных стальными элементами. Из аллюминиевого сплава выполнены следующие элементы: тоннель, передняя часть несущей системы, направляющее устройство подвески. Данные элементы показаны на рисунке 7. Кронштейны двигателя, дуги крепления пластикового обвеса, дуга крепления рулевой колонки, крепление заднего съемного сиденья, усилители тоннеля, кронштейны задней подвески изготовлены из стального сплава.

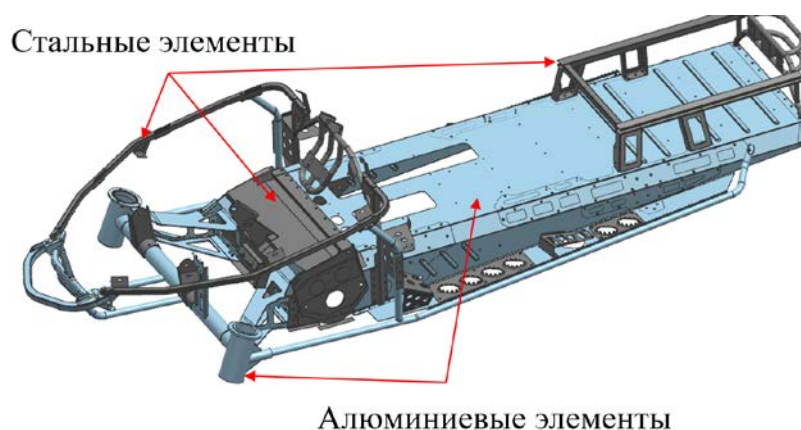


Рис. 7. Внешний вид разработанной несущей системы

Оригинальность разработанной несущей системы заключается и в способе крепления алюминиевой передней части к задней части: по всей длине тоннеля приклепывается труба, идущая от стакана передней подвески. Что позволяет равномерно распределить нагрузку от подвески по всей несущей системе. Данная авторская конструкция защищена патентом [5].

Разработанные решения были реализованы и апробированы в опытном образце снегохода повышенной грузоподъемности с облегченной несущей системой (рисунок 8).



а



б

Рис. 8. Изготовленный образец несущей системы:
а – несущая система в сборе, б – задняя часть несущей системы

Заключение

Разработанная несущая система снегохода повышенной грузоподъемности обладает на 25 % меньшей массой по сравнению с серийными образцами. Уменьшение массы несущей системы позволяет увеличить грузоподъемность снегохода, среднюю скорость движения и другие эксплуатационные характеристики.

Расчет прочности несущей системы снегохода, проведенный методом конечных элементов, показал обеспечение требуемого коэффициента запаса прочности.

Список литературы

1. Ryan R.R. ADAMS / R.R. Ryan // In Supplement to Vehicle System Dynamics. - 1993. - V. 22. - P. 144-152.
2. Mike Dempsey, Garron Fish, Juan Gabriel Delgado Beltran. High fidelity multibody vehicle dynamics models for driver-in-the-loop simulators/ Proceedings of the 11th International Modelica Conference September 21-23, 2015, Versailles, France. P 273 - 280.
3. Farid M. L. Fundamentals of multibody dynamics: theory and applications. Birkhauser - 2006.
4. H. Bremer Elastic Multibody Dynamics. - Springer Science+Business Media, B.V. - 2008.
13. Kong Y.S., Abdullah S., Omar M.Z., Haris S.M. Side force analysis of suspension strut under various load cases/ Jurnal Teknologi (Sciences and Engineering). 2016. Т. 78. № 6. С. 85-90.
5. Патент РФ № 2019145141, 30.12.2019. Алюминиевое направляющее устройство телескопической подвески рулевых лыж снегохода с креплением на раме снегохода // Патент России № 198949. 2020. Бюл. № 22. / Зинатуллин Д.Р., Дьяков А.С., Евсеев К.Б. [и др.].

АВТОРЫ

Левенков Ярослав Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра СМ10 «Колесные машины» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), +7 916 904 66 60, lique87@mail.ru, ORCID 0000-0001-6556-3232.

Лебедев Денис Романович, аспирант, кафедра СМ10 «Колесные машины» ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н. Э. Баумана» (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), +7 962 917 56 20, denis26788@mail.ru, ORCID 0000-0002-7558-611X.

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 4. pp. 21 – 29.

DOI:

Received: 24.11.2023

Accepted for publication: 10.12.2023

© International Public Organization “Integration
strategy”

The use of topological optimization methods in the early stages of snowmobile carrying system design

Yaroslav Y. Levenkov*,
Denis R. Lebedev

* lique87@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

When creating modern models of vehicles, including snowmobile motor vehicles, special attention should be paid to the design of power elements, since their careful study allows to increase operational characteristics, for example, load capacity, average speed, controllability, and others. There are various ways to reduce the mass of the power elements of the vehicle: the development of rational power schemes for the perception of loads and the replacement of materials with stronger and lighter ones.

The purpose of the study is to develop a snowmobile carrier system that meets the requirements for strength and minimum weight.

The article describes the process of creating a lightweight carrier system using topological optimization methods for a snowmobile with increased payload.

The object of the study is snowmobile motor vehicles. The subject of the study is the use of topological optimization at the early stages of designing the snowmobile carrier system in order to obtain a rational power circuit and reduce the dead weight of the snowmobile frame.

On the example of a utility snowmobile, the main stages of designing the power circuit of the front part of the carrier system of snowmobile motor vehicles are presented. The basic initial data necessary for the development of its concept are determined. As a result of the work, a lightweight carrier system was made from aluminum and steel materials.

Keywords: snowmobile, carrier system, topological optimization, design area, finite element method, increased load capacity, virtual prototype, interpretation of optimization results loads.

References

1. Ryan R.R. ADAMS / R.R. Ryan // In Supplement to Vehicle System Dynamics. - 1993. - V. 22. - P. 144-152.
2. Mike Dempsey, Garron Fish, Juan Gabriel Delgado Beltran. High fidelity multibody vehicle dynamics models for driver-in-the-loop simulators/ Proceedings of the 11th International Modelica Conference September 21-23, 2015, Versailles, France. P 273 - 280.
3. Farid M. L. Fundamentals of multibody dynamics: theory and applications. Birkhauser - 2006.

4. H. Bremer Elastic Multibody Dynamics. - Springer Science+Business Media, B.V. - 2008.
 13. Kong Y.S., Abdullah S., Omar M.Z., Haris S.M. Side force analysis of suspension strut under various load cases/ Jurnal Teknologi (Sciences and Engineering). 2016. T. 78. № 6. C. 85-90.
 5. Patent of the Russian Federation No. 2019145141, 12/30/2019. Aluminum guide device for telescopic suspension of snowmobile steering skis with mounting on a snowmobile frame // Russian Patent No. 198949. 2020. Byul. No. 22. / Zinatullin D.R., Dyakov A.S., Evseev K.B. [et al.].
-

AUTHORS

Yaroslav Y. Levenkov, candidate of technical sciences, docent of the Department "Wheeled Machines" of the Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, +7 916 904 66 60, lique87@mail.ru. ORCID 0000-0001-6556-3232.

Denis R. Lebedev, graduate student of the "Wheeled Machines" Department of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Bauman str., 5, p. 1, 105005, Russian Federation, +7 962 917 56 20, denis26788@mail.ru. ORCID 0000-0002-7558-611X.

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО «Стратегия объединения»
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

Электрон. журн. 2023. № 4. С. 30 – 42.

DOI:

Представлена в редакцию: 08.10.2023

Принята к публикации: 17.10.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 621. 437.3

Синтезирование механизма преобразования неравномерного вращательного движения роторов в равномерное вращение выходного вала роторно-лопастного двигателя

Зайцев А.А.

a.zaitsev@list.ru

ООО «АЗАРТ» (ОПН Сколково 1123493),
Российская Федерация

Приведены результаты синтеза механизма, преобразующего неравномерное вращательное движение роторов в равномерное вращение выходного вала роторно-лопастного двигателя (РЛД). Преобразование осуществляется роликово-кулачковым механизмом и связанным с ним симметричным дифференциальным планетарным редуктором. Отличительной особенностью механизма является оригинальный профиль кулачков, который обеспечивает необходимую синхронизацию вращения роторов с периодическими остановками, что позволяет создать наилучшие условия для передачи крутящего момента с роторов на выходной вал двигателя. Дана наглядная сопоставительная оценка эффективности механизмов, реализующих схему преобразования с останавливаемыми роторами и гармонично-синусоидальную схему. Критерием оценки обоснован коэффициент трансформации крутящего момента.

Показаны направления дальнейших исследований в области создания РЛД с высокими удельными показателями.

Ключевые слова: роторно-лопастной двигатель, механизм преобразования, синхронизация роторов, коэффициент трансформации крутящего момента.

Введение

Роторно-лопастные двигатели (РЛД) представляют одно из направлений в конструировании двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с высокими удельными показателями. Теоретически принципиальная схема РЛД (см. рисунок 1) позволяет создавать в 4-5 раз более компактные двигатели, нежели поршневые с равным рабочим объемом. Это достигается реализацией всех четырех тактов (впуск, сжатие, сгорание и расширение, выпуск) рабочего цикла ДВС за один оборот выходного вала. Кроме того, имеются предпосылки к обоснованию возможности создания РЛД с лучшими показателями

преобразования энергии сгорания топлива в механическую работу, чем это возможно с использованием кинематической схемы с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) либо другим эксцентриковым приводом движения поршня или лопасти.

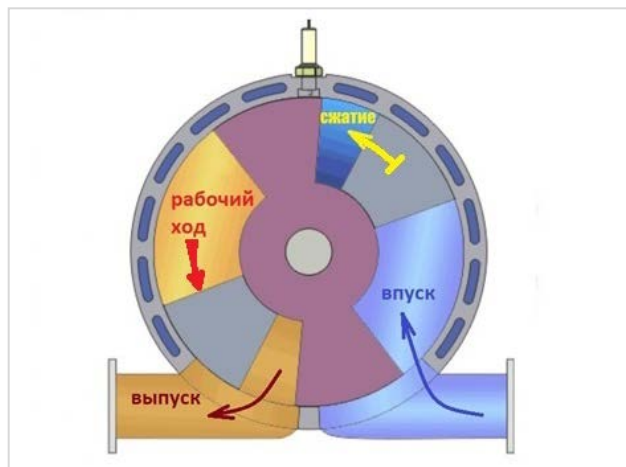


Рис. 1. Принципиальная схема роторно-лопастного двигателя

Однако более чем вековой опыт создания РЛД показал, что ни один из построенных опытных образцов не был доведен до стадии практического применения.

В работе [1] с целью определения причин несостоятельности предпринятых попыток проанализированы основные особенности РЛД и выявлены ключевые проблемы его создания, одна и основная из которых состоит в недостаточно эффективном и (или) недостаточно надежном способе преобразования неравномерных вращательных движений роторов в равномерное вращение суммирующего выходного вала двигателя. Основными критериями надежности механизма преобразования являются достаточная плавность изменения угловых скоростей роторов, отсутствие вибраций в механизмах, а также ударных и избыточных нагрузок на детали. Критерием эффективности преобразования является высокий коэффициент трансформации $K_{тр}$ крутящего момента, создаваемого давлением рабочего тела на лопасти роторов, в крутящий момент на выходном валу РЛД.

Введенный в статье [1] коэффициент трансформации $K_{тр}$ характеризует совершенство кинематической схемы механизма преобразования неравномерного вращательного движения роторов в равномерное вращение выходного вала РЛД (далее – механизм преобразования). Изменяющиеся в течение каждого такта рабочего цикла двигателя мгновенные значения коэффициента трансформации $K_{тр}$ зависят от разности текущих коэффициентов передачи K_p крутящих моментов с роторов на выходной вал, которые находятся в прямой зависимости от значений угловых скоростей вращения роторов, приведенных к скорости вращения выходного вала РЛД. Мгновенные значения K_p роторов (K_{p1} и K_{p2}) зависят от углов поворота роторов и алгоритма синхронизации их вращения, реализуемого механизмом преобразования.

На обращенные друг к другу поверхности лопастей обоих роторов действуют одни и те же силы давления газов, но в противоположных направлениях. Учитывая, что сумма текущих значений K_{p1} и K_{p2} всегда равна 2 и то, что суммарный крутящий момент на выходном валу формируется взаимоувязанной совокупностью разнонаправленных крутящих моментов, генерируемых на обоих роторах, окончательно для расчета текущего значения коэффициент трансформации $K_{тр}$ получим:

$$K_{тр} = (K_{p1} - K_{p2}) / 2 \quad . \quad (1)$$

Типизация вариантов движения роторов создала основу для классификации РЛД и конструктивных схем механизмов синхронизации, многообразие которых распределено по трем группам.

1. Группа гармонично-синусоидальных схем, включающая в себя типы механизмов, обеспечивающих плавное и непрерывное изменение по синусоиде угловых скоростей роторов в течение цикла. При этом замедление одного ротора в равной мере соответствует характеру одновременного ускорения второго ротора, а скорость замедляющегося ротора, как правило, никогда не уменьшается до нулевого значения. Недостатком механизмов данного типа является пониженный коэффициент трансформации.

Ниже будет показана причина и дано сравнение с синтезированным механизмом.

2. Группа экстремально-синусоидальных схем, включающая в себя типы механизмов, формирующих изменение угловых скоростей роторов в течение времени цикла, график которых похож на таковой у гармонично-синусоидальных схем с тем отличием, что скорость замедляющегося ротора уменьшившись до нуля затем еще на короткое время принимает отрицательные значения относительно точки отсчета (ротор совершает движение в обратном направлении). При этом графики зависимости угловых скоростей вращения роторов от углов их поворота представляют собой удлинненные циклоиды. При работе таких механизмов замедляющийся ротор после остановки в «мертвой точке» совершает кратковременное движение в обратную сторону, создавая «хлыстовой» эффект, приводящий к значительным вибрационным нагрузкам. В статье [1] показано, что данный недостаток является неустранимым и поэтому механизмы такого типа исключены из рассмотрения.

3. Группа схем синхронизации с останавливаемыми роторами. В этом случае график изменения угловых скоростей роторов в течение времени цикла состоит из попеременно чередующихся участков в виде синусоид (от 0 до 1 и от 1 до 0) и участков прямолинейных горизонтальных с нулевыми и максимальными значениями скоростей. При этом график зависимости угловых скоростей вращения лопастей от углов их поворота похож на обыкновенные циклоиды, разорванные в местах своих максимальных значений вставками горизонтальных участков, означающих сектора вращения одного из роторов с условно постоянной максимальной скоростью во время остановки второго ротора.

В исследовании [1] показано, что конструктивная схема механизма преобразования с останавливаемыми роторами является предпочтительной. Поэтому именно на этой схеме сосредоточен поиск технического решения, обеспечивающего эффективную работу механизма преобразования.

Примером конструкции РЛД с применением схемы синхронизации с останавливаемыми роторами, является двигатель Аракеловых (патент RU 2225513) [2]. В конструкции этого двигателя применен сдвоенный мальтийский механизм, в котором один крест механизма повернут относительно другого на половину угла мальтийского креста, а дифференциал преобразует вращательно-прерывистое движение роторов во вращение выходного вала двигателя с постоянной угловой скоростью. Однако недостатками этого механизма являются отсутствие плавности преобразования движения роторов во вращение выходного вала и большие ударные нагрузки в момент остановки мальтийского креста.

Известен также РЛД Трауготта Чуди (патент US 3381669A) [3]. Неравномерное вращение роторов в этом двигателе преобразуется в равномерное вращение выходного вала посредством оригинального кулачкового механизма, который позволяет реализовать схему синхронизации с останавливаемыми роторами. Однако этот механизм обеспечивает реализацию только двух рабочих циклов за один оборот выходного вала двигателя. К тому же, кулачковый механизм в исполнении Т.Чуди не обеспечил должный уровень надежности

из-за больших нагрузок на ролики, возникающих от их защемления ротором при остановке лопастей.

С целью успешной реализации преимуществ схемы синхронизации с останавливаемыми роторами автором была поставлена задача синтезировать механизм, лишенный вышеуказанных недостатков.

Построение базовой замкнутой кривой и синтез механизма преобразования

Для решения данной задачи разработана конструкция механизма преобразования, включающая роликово-кулачковый механизм и симметричный дифференциальный планетарный редуктор (патент RU 2673318) [4].

Общая кинематическая схема дифференциально-кулачкового механизма, преобразующего неравномерное вращательное движение роторов в равномерное вращение суммирующего вала, представлена на рисунке 2.

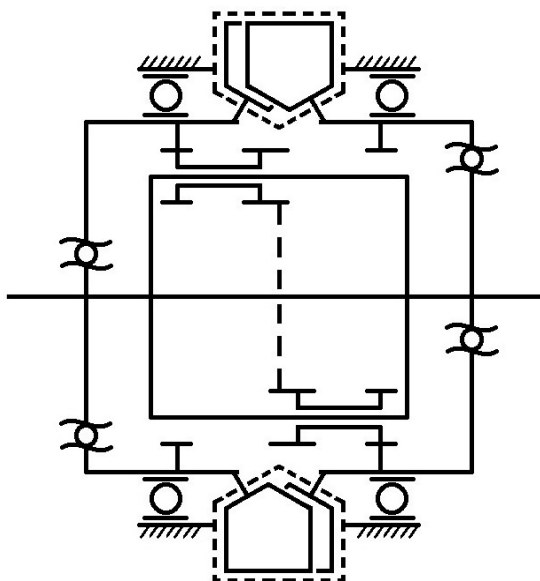


Рис. 2. Принципиальная кинематическая схема дифференциально-кулачкового механизма

Данная конструкция позволяет, при соответствующем профилировании кулачков, синхронизировать вращение роторов таким образом, что за один оборот суммирующего выходного вала двигателя дважды попеременно на требуемое расчётное время останавливается каждый из роторов, а вращающийся ротор при этом сообщает крутящий момент выходному валу посредством симметричного дифференциального планетарного редуктора.

В общем виде задача заключалась в том, чтобы замедляющийся ротор не создавал паразитных нагрузок на механизм, и с другого ротора крутящий момент снимался бы «в чистом виде» ($K_{тр} = 1$). При этом не должно быть скачков скорости и ускорений, которые возбуждают упругие колебания и снижают надежность механизма. Должна обеспечиваться плавность разгона-торможения роторов и стабильность их положения в остановленном состоянии относительно корпуса РЛД.

Графики требуемого синхронного изменения угловых скоростей роторов показаны на рисунке 3.

Для профилирования кулачков, реализующих движение роторов согласно этим графикам, необходимо построить соответствующие линии в полярной системе координат и получить базовую замкнутую кривую. Результат построения показан на рисунке 4.

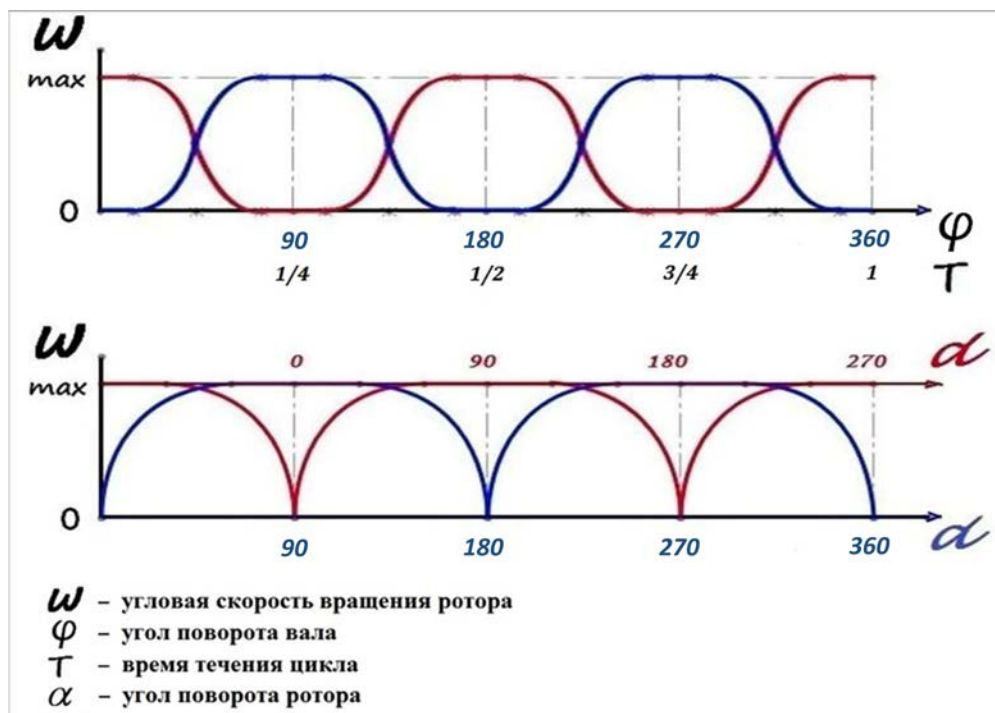


Рис. 3. Графики изменения угловых скоростей роторов

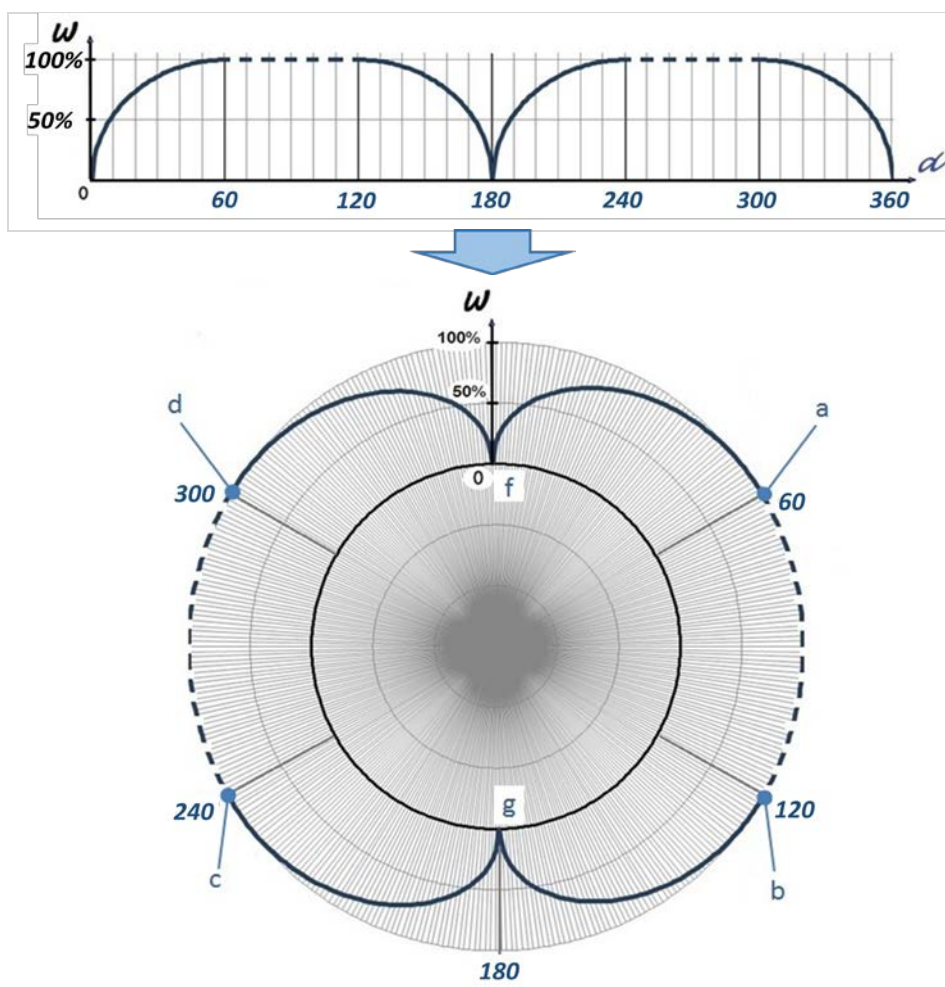


Рис. 4. Синтез базовой замкнутой кривой

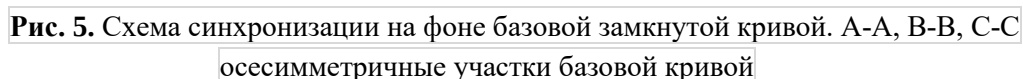
Изменение полярного радиуса вдоль непрерывной базовой кривой описывается формулой:

где $\rho(\alpha)$ – полярный радиус;

$\Delta\rho$ - задаваемый диапазон изменения величин полярного радиуса;

$\alpha_{\max}$ – задаваемая величина полярного угла для полярного радиуса с максимальным значением;

На рисунке 5 показано положение лопастей роторов, совмещенное с изображением базовой кривой. Лопасть 2а и 2б неподвижны, а лопасти 1а и 1б движутся с максимальными угловыми скоростями. Каждая пара соседних лопастей образует камеру, в которой последовательно реализуются процессы четырехтактного ДВС: впуск, сжатие, расширение, выпуск.



Базовая замкнутая кривая задает изменение угловой скорости ω роторов по углу их поворота относительно исходного положения. При этом в положении с минимальным полярным радиусом скорость ротора равна нулю, а в положении с максимальным полярным радиусом достигает максимума.

На рисунке 6 показано положение роторов, при котором их скорости одинаковы и составляют половину от максимального значения. При этом достигается минимальное расстояние между лопастями. Этот момент в РЛД соответствует моменту нахождения поршня в «верхней мертвой точке» (ВМТ) в поршневом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом. В РЛД в момент, соответствующий ВМТ, скорость вращения роторов равна скорости вращения суммирующего вала.

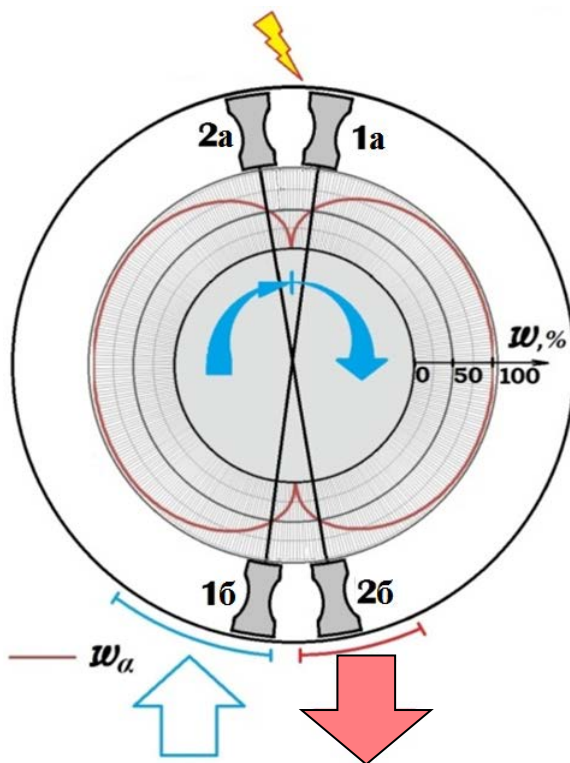


Рис. 6. Схема состояния РЛД в момент т.н. ВМТ

Профилирование кулачков

Роликово-кулачковый механизм включает в себя две пары идентичных кулачков. Каждая пара установлена на стороне одного из роторов и управляет его вращением. В состав пары кулачков входят: кулачек с внутренней рабочей поверхностью, закрепленный на роторе, и кулачек с внешней рабочей поверхностью, установленный на общем валу двигателя. Кулачки с внутренней рабочей поверхностью управляют изменением угловых скоростей вращения роторов. Кулачки с внешней рабочей поверхностью синхронизируют взаимозависимое вращение роторов между собой, как показано на рис. 3.

Профилирование кулачков было выполнено графоаналитическим методом. Профиль кулачка с внутренней рабочей поверхностью (рис. 7) представляет собой внешнюю эквидистанту от замкнутой линии, полученной преобразованием базовой замкнутой кривой.

Профиль кулачка с внешней рабочей поверхностью представляет собой внутреннюю эквидистанту от линии, полученной моделированием замкнутой кривой, обеспечивающей задание требуемого алгоритма взаимосвязанного изменения угловых скоростей вращения роторов, контролируемых профилем кулачков с внутренней рабочей поверхностью (рис. 8).

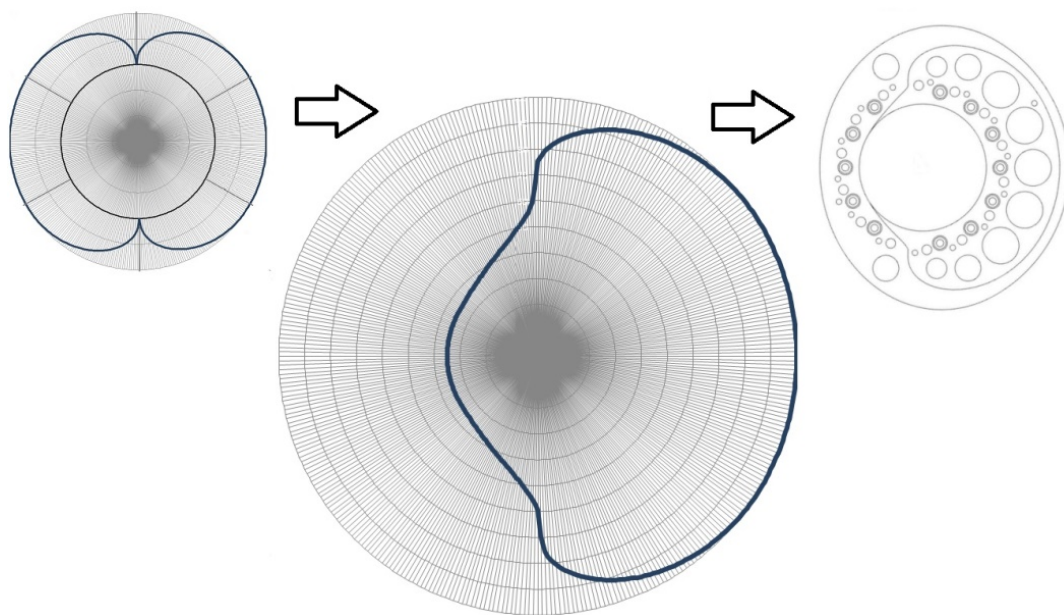


Рис. 7. Моделирование профиля кулачков с внутренней рабочей поверхностью

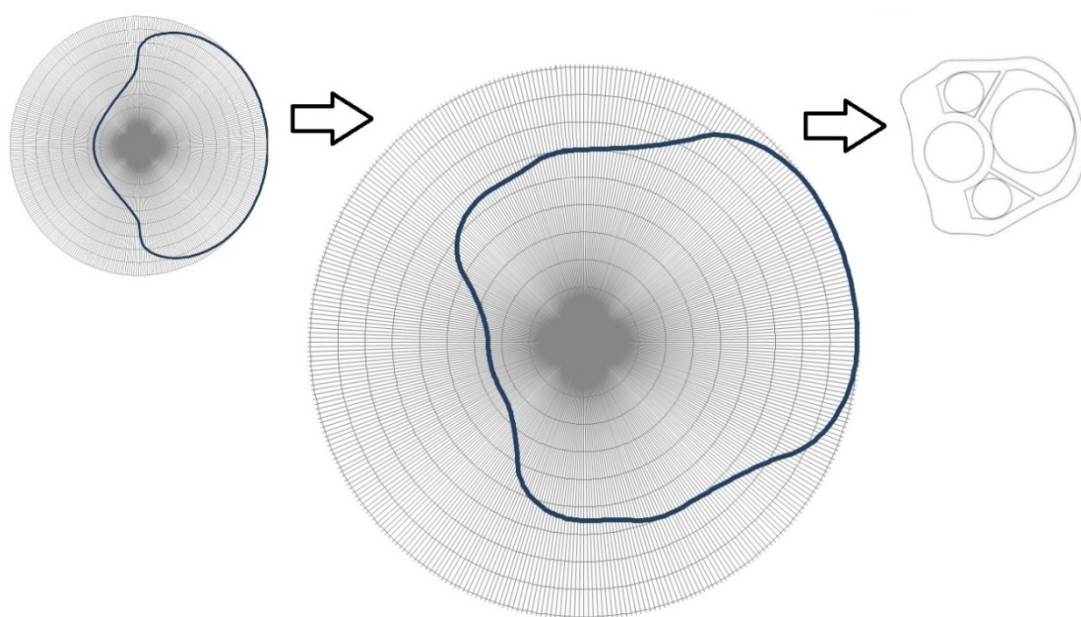


Рис. 8. Моделирование профиля кулачков с наружной рабочей поверхностью

Подробная последовательность моделирования зависимых элементов роликово-кулачкового механизма изложена в описании изобретения к патенту RU 2673318 [4].

На рисунке 9 представлен механизм синхронизации роторов в сборе.

Синтезированный роликово-кулачковый механизм позволяет синхронизировать вращение роторов, с которых крутящий момент через симметричный дифференциальный планетарный редуктор передается суммирующему выходному валу. Редуктор обеспечивает вращение одного из роторов при блокировке другого. При этом угловая скорость вращения ротора в два раза больше, чем скорость вращения суммирующего вала. На режимах разгона-торможения роторов редуктор также обеспечивает симметрию приращения-убывания их скоростей. Разрез механизма синхронизации по редуктору показан на рисунке 10.

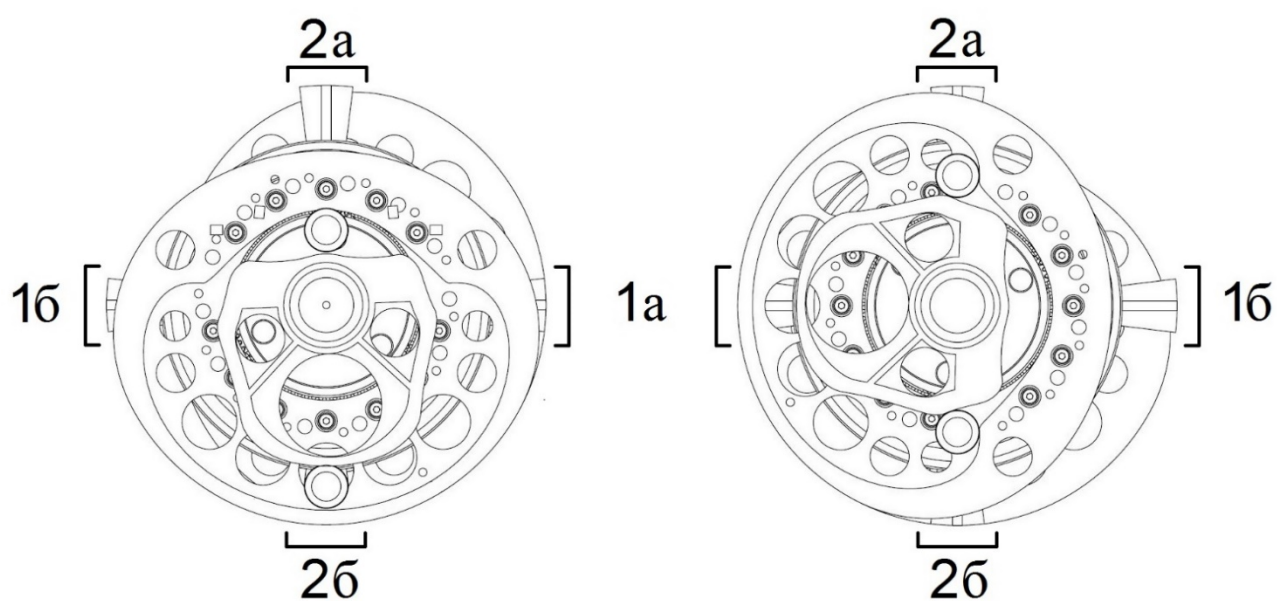


Рис. 9. Вид кулачков с двух сторон механизма синхронизации. 1а, 1б, 2а, 2б – лопасти роторов двигателя

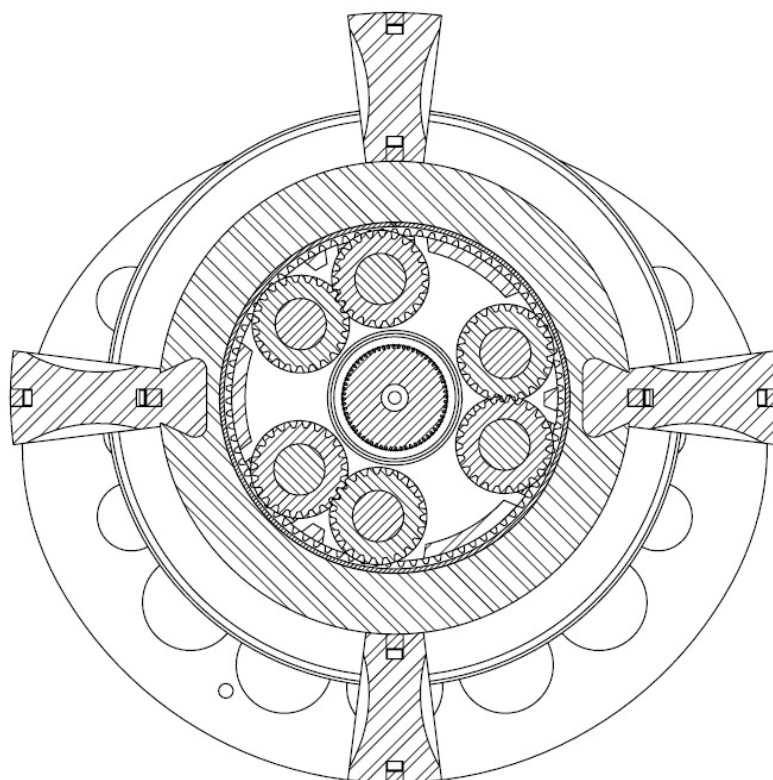


Рис. 10. Разрез механизма синхронизации по редуктору

Оценка коэффициента трансформации

Дифференциально-кулачковый механизм преобразует неравномерное вращение роторов в равномерное вращение суммирующего вала. При этом симметричный дифференциальный планетарный редуктор обеспечивает передачу крутящего момента с роторов на вал с коэффициентами передачи $K_{п1}$ и $K_{п2}$, изменяющимися в пределах от 0 до 2.

Таким образом, крутящие моменты от роторов суммируются на выходном валу двигателя. На лопасти, образующие рабочие камеры (рис. 5), действует одинаковое давление газов. Крутящие моменты на этих роторах имеют разное направление.

Поскольку изменение крутящих моментов, передаваемых с роторов на вал, пропорционально изменению $K_{п}$, то и крутящий момент M на суммирующем валу будет меняться пропорционально разности текущих значений коэффициентов передачи $K_{п1}$ и $K_{п2}$:

$$M \sim (K_{п1} - K_{п2}) . \quad (3)$$

Таким образом, крутящий момент, генерированный на условном плече ($L = 1$ у.е.) от воздействия на «ведущую» лопасть (площадью $S = 1$ у.е.) условного давления ($P = 1$ у.е.), за вычетом крутящего момента, создаваемого на противопоставленной лопасти, вызванного тем же давлением, будет создавать на суммирующем валу мгновенный крутящий момент M :

$$M = (K_{п1} - K_{п2}) \times S \times P \times L \quad (4)$$

где M – мгновенный крутящий момент на суммирующем валу двигателя;

$K_{п1}$ – текущее значение коэффициента передачи крутящего момента от 1-го ротора на суммирующий вал;

$K_{п2}$ – текущее значение коэффициента передачи крутящего момента от 2-го ротора на суммирующий вал;

S – площадь лопасти;

P – давление;

L – плечо, на котором вращается центр лопасти.

Учитывая диапазон и последовательность изменения значений $K_{п1}$ и $K_{п2}$, величина момента M на суммирующем валу будет изменяться в пределах в пределах $0 \div 2$ у.е.

Графики изменения коэффициентов преобразования, эквивалентных значениям приведенных к скорости вала скоростей вращения роторов, и крутящего момента (в условных единицах), сообщаемого выходному валу роторами в течение одного такта, показаны на рисунке 11.

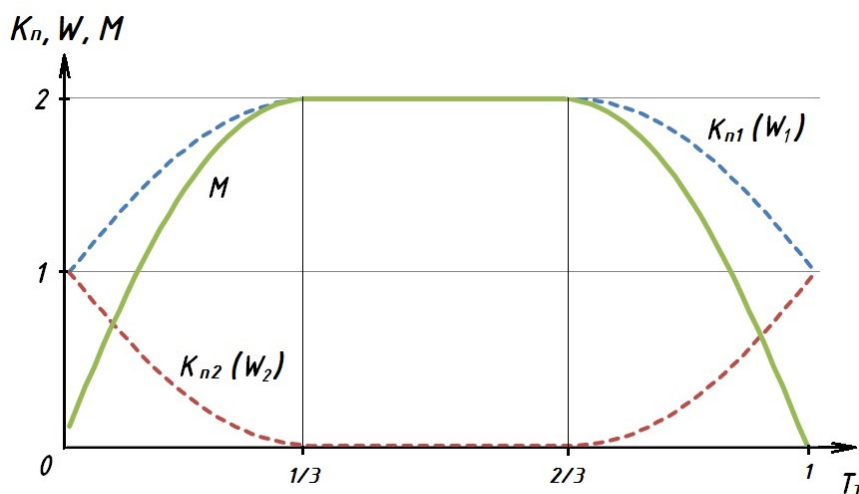


Рис. 11. График изменения крутящего момента M , передаваемого роторами на суммирующий вал
РЛД за один такт

Как показано выше, коэффициент трансформации крутящего момента определяется по формуле (1). Для синтезированного механизма преобразования график изменения $K_{тр}$ в течение одного такта показан на рисунке 12.

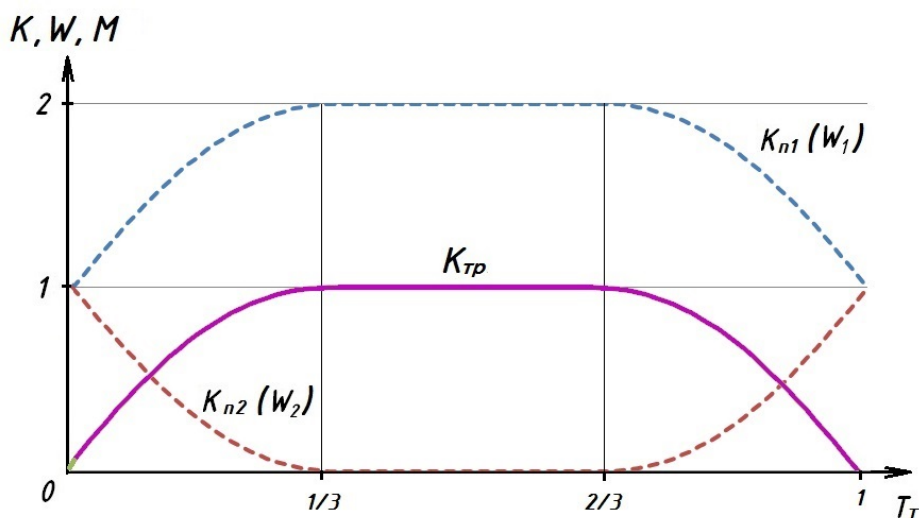


Рис. 12. График изменения коэффициента трансформации $K_{тр}$

На графике отчетливо прослеживается зависимость значений коэффициента трансформации (опосредовано через коэффициенты преобразования) от динамики изменения угловых скоростей вращения роторов, а, следовательно, и от динамики изменения рабочего объема между лопастями. Данная особенность может стать ключом к взаимосвязи между коэффициентом трансформации и степенью адиабатизации рабочих процессов в ДВС, влияющей на его тепловой КПД.

В сравнении с преобразователями, создаваемыми на базе гармонично-синусоидальной схемы синхронизации роторов [1], синтезированный дифференциально-кулачковый преобразователь с останавливаемыми роторами будет иметь заметно большее значение среднего коэффициента трансформации $K_{тр.средн.}$ (рис. 13).

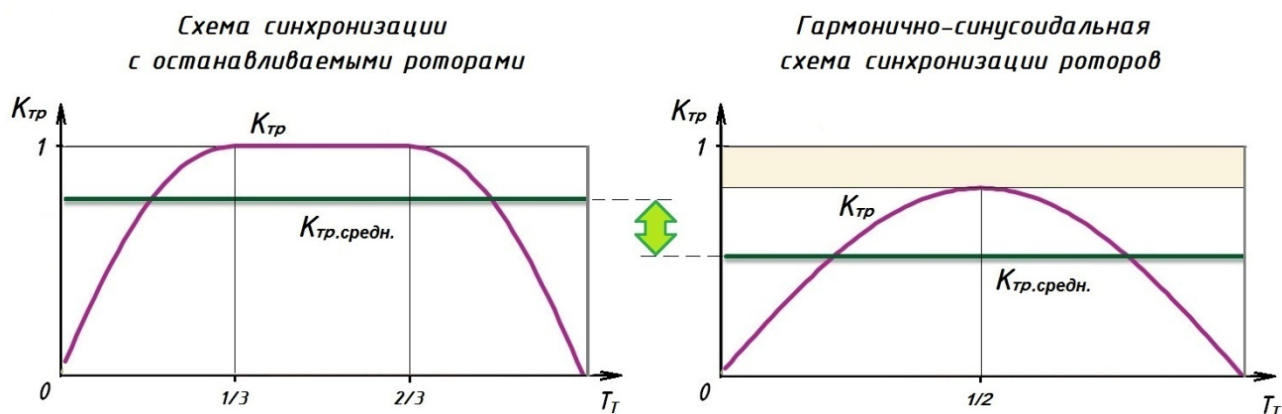


Рис. 13. Сравнение коэффициентов трансформации

Соотношение средних значений коэффициентов трансформации разных преобразователей характеризует соотношение эффективности механического преобразования сил давления газов, действующих на лопасти, в крутящий момент на валу двигателя при постоянном значении этих сил давления.

При работе преобразователей в составе РЛД дополнительный эффект должен возникать тождественно степени смещения более высоких значений (и полки максимума) коэффициента трансформации в зону действия максимальных значений давления газов

Заключение

Реализованный подход к синтезированию дифференциально-кулачкового механизма позволил определить профиль кулачков, который обеспечивает плавную синхронизацию вращения роторов и периодическую их остановку на расчетный период времени с фиксацией в требуемом положении. При этом достигается высокое среднее значение за такт коэффициента трансформации крутящего момента.

Полученный результат и его сравнительная оценка доказывают возможность эффективного преобразования неравномерного вращательного движения роторов в равномерное вращение выходного вала РЛД.

Вместе с тем, для обоснования возможности создания работоспособного РЛД с высокими удельными показателями требуется исследование следующих проблемных вопросов.

В первую очередь необходимо изучить особенности динамики изменения рабочих объемов двигателя, влияние этих особенностей на термодинамические процессы в РЛД и на термический КПД двигателя.

Необходимо определить нагрузки на детали дифференциально-кулачкового механизма с учетом взаимной компенсации барических и инерционных сил.

Нуждаются также в оценке динамические свойства РЛД.

Список литературы

1. Зайцев А.А. Обзор и анализ мировых разработок роторно-лопастных двигателей. Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация — 2023;(3): 16 - 33 с.
2. Патент RU2225513. Роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания / Авторы: Аракелов А.Н., Аракелов Н.В./ Патентообладатель: ФГУП "Сибирский научно-исследовательский институт авиации им. С.А. Чаплыгина".
3. Патент US3381669. Rotary internal combustion engine / Автор и патентообладатель: T.Tschudi.
4. Патент RU2673318. Механизм для преобразования движения / Авторы: Зайцев А.А., Головков А.И./ Патентообладатель: Зайцев А.А.

АВТОР

Зайцев Андрей Алексеевич, a.zaitsev@list.ru, руководитель проекта РЛД ООО «АЗАРТ» (ОПН Сколково 1123493).

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2023. № 4. pp. 30 – 28.

DOI:

Received: 08.10.2023

Accepted for publication: 17.10.2023

© International Public Organization “Integration
strategy”

Synthesis of a mechanism for converting uneven rotational motion of rotors into uniform rotation of the output shaft of a rotary-vane engine

Andrey A. Zaytsev

a.zaitsev@list.ru AZART LLC (ID Skolkovo
1123493), Russian Federation

The results of synthesizing a mechanism that converts the uneven rotational motion of the rotors into a uniform rotation of the output shaft of a rotary- vane engine (RVE) are presented. The transformation is carried out by a roller-cam mechanism and an associated symmetric differential planetary gearbox. A distinctive feature of the mechanism is the original cam profile, which provides the necessary synchronization of the rotation of the rotors with periodic stops, which allows you to create the best conditions for the transmission of torque from the rotors to the output shaft of the engine. A visual comparative assessment of the effectiveness of mechanisms implementing a conversion scheme with stopped rotors and a harmonic-sinusoidal scheme is given. The coefficient of torque transformation is justified by the evaluation criterion.

The directions of further research in the field of creating RVE with high specific indicators are shown.

Keywords: rotary-vane engine, design analysis, conversion mechanism, rotor synchronization, torque transformation coefficient.

References

1. Zaytsev A.A. Overview and analysis of world developments of rotary-vane engine. Machines and Plants: Design and Exploiting. 2023;(3):16-33.
2. Patent RU2225513. Rotary-blade internal combustion engine / Authors: Arakelov A.N., Arakelov N.V. / Patent holder: FSUE "Siberian Scientific Research Institute of Aviation named after S.A. Chaplygin".
3. Patent US3381669. Rotary internal combustion engine / Author and patent holder: T.Tschudi.
4. Patent RU2673318. Mechanism for the transformation of motion / Authors: Zaitsev A.A., Golovkov A.I. / Patent holder: Zaitsev A.A.

AUTHOR

Andrey A. Zaytsev, a.zaitsev@list.ru, project manager of the RVE of “AZART” LLC (ID Skolkovo 1123493).

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО «Стратегия объединения»
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

МОО «Стратегия объединения»

Электрон. журн. 2023. № 4. С. 43 – 50.

DOI:

Представлена в редакцию: 27.10.2023

Принята к публикации: 02.11.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 929

Академик А.И. Берг. К 130-летию со дня рождения.

Бодрихин Н.Г.

nicbo15@mail.ru

Москва, Российская Федерация

Статья посвящена жизнеописанию Акселя Ивановича Берга – адмирал-инженера академика АН СССР, Героя Социалистического Труда, выдающегося учёного-радиотехника и кибернетика, основоположника ряда направлений отечественных школ радиотехники, биологической кибернетики и биотехнических систем и технологий.

Ключевые слова: радиотехника, радиолокация, радиосвязь, кибернетика, бионика.



Аксель Иванович Берг (1893-1979) был замечательным, высокоодарённым человеком. Это признавало большинство знавших его современников, а пройдя проверку временем, его фигура и его дела представляются значительными и сегодня, спустя почти 45 лет после его смерти.

А.И. Берг - советский учёный-радиотехник и кибернетик, основоположник ряда направлений отечественных школ радиотехники, биологической кибернетики, биотехнических систем и технологий, адмирал-инженер. Он был в числе первых подводников, а впоследствии стал одним из главных творцов и организаторов внедрения ряда электромеханических устройств и средств связи на

кораблях и морских береговых сооружениях.

Ему принадлежит почётное место среди основоположников отечественной радиолокации, он был одним из основателей и первым директором головного радиотехнического института, ранее известного как «108-й», а сегодня как Центральный научно-исследовательский институт имени академика А.И. Берга. Ему довелось работать заместителем наркома электропромышленности, заместителем председателя Совета по радиолокации, заместителем министра обороны СССР, председателем Научного совета по комплексной проблеме «Кибернетика» при Президиуме АН СССР, быть председателем целого ряда других советов, комитетов и научных редакций.

Он родился в семье сына аптекаря, шведа по происхождению, русского генерала от инфантерии (это высокое, по нынешним меркам звание генерал-полковника было присвоено его отцу по выходу в отставку), начальника Оренбургской пехотной бригады И.А. Берга, женатого на лютеранке шведско-итальянского происхождения Е.К. Бертольди. После ранней смерти отца все заботы по семье легли на плечи Елизаветы Камилловны, которая была широко образованной и энергичной женщиной: играла на нескольких музыкальных инструментах, хорошо пела, рисовала и карандашом, и акварелью, писала маслом, знала мировую литературу, владела пятью языками. Со смертью мужа она избрала педагогическую карьеру и к 1913 году стала директрисой привилегированной Царскосельской женской гимназии, где обучались дочери из самых знатных семей.

Уже в юные годы в Акселе Берге были заложены основы благородства, подлинного художественного вкуса, способность отстаивать своё мнение, мужества.

В ранней юности Аксель учился неважно – сказывались различные увлечения, которым он предавался самозабвенно. Но годам к 12-ти его захватила и уже не отпускала от себя мечта морских путешествий...

Окончив Морской корпус 3 мая 1914 года, он был произведён в корабельные гардемарины и назначен в плавание на броненосце «Цесаревич»¹ (с 29 марта 1917 г. – «Гражданин»), эскадренном броненосце французской постройки, участвовавшем в русско-японской и Первой мировой войнах.

16 июля 1914 г. А.И. Берг был произведён в мичманы и назначен в бригаду линейных кораблей Балтийского флота. На зиму 1914-15 гг. планировалась постановка корабля в ремонт, но война смешала все планы... Со 2 января 1916 г. Берг – младший штурман линкора «Цесаревич». За службу на линкоре награждён орденом Св. Станислава III степени с мечами (06.06.1916).

18 июня 1916 г. мичман Берг переведён в дивизию подводных лодок Балтийского моря и назначен штурманом на подлодку (ПЛ) Е-8 английского производства. В декабре того же года ему присвоено звание лейтенанта флота. После окончания временного штурманского офицерского класса зачислен на ту же лодку в штурманы-офицеры 2-го разряда. 30 мая 1917 года во время пожара на подлодке у острова Готланд А.И. Берг отравился дымом и газами, после чего сдал дела мичману В.А. Янушевскому² и был отправлен в отпуск по болезни на 3 месяца.



В 1918 А.И. Берг поступил на электромеханическое отделение Петроградского политеха и сдал все зачёты за 4 курса института в 1923 г.

24 мая 1919 г. назначен штурманом подлодки «Пантера». С 11 августа 1919 по ноябрь 1922 года командовал лодками «Рысь», «Волк», «Змея». В одном из походов при аварийном закрытии люка Берг потерял фалангу пальца левой руки. Сдал

¹Спущенна воду в 1901 г. Водоизмещение 13 380 т. На его основе были созданы броненосцы типа «Бородино». Корабль имел четыре 305-мм орудия, 12 – 152 –мм, 20- 75-мм, свыше 30 орудий меньшего калибра Выведен из состава флота в 1925 г., разобран на металл.

²В.А.Янушевский, выпускник Морского корпуса, был сыном генерала А.И. Янушевского, ранее начальника Петергофского лазарета, позднее хозяина офицерского собрания армии и флота в Санкт-Петербурге. После революции В.А.Янушевский эмигрировал и в 1949 основал собственную фирму во Франции – «Кварц электроники», занимавшуюся производством радиоэлектронных приборов.

обязанности командира лодки «Змея» А.Л. Кузаеву, впоследствии инженер-капитану 1 – го ранга, кавалеру 3-х царских и 5 советских орденов (в т.ч. ордена Ленина), лауреату Сталинской премии 2-й степени.

Ранее, в марте 1922 года он был зачислен слушателем морской академии. Тогда же, в 1922 г. ему было присвоено звание «Героя Труда отдельной дивизии ПЛ Балтийского флота». Окончив курс со специализацией по радиотехнике 16 марта 1925 года, был назначен преподавателем и заведующим радиолaborаторией Военно-морского инженерного училища. В период 1925-1927 он читает курс радиотехники на электротехническом факультете. Создаёт в НИИ связи СМС РККА отдел гидроакустики и систему радиовооружения флота «Блокада-1» (ламповый передатчик в диапазоне средних волн), затем «Блокада-2» (в диапазоне коротких волн).



В феврале 1933 г. А.И.Берг награждён орд. Красной Звезды за № 84 (всего около 3,8 млн. награжденных). В июле 1935 года он был удостоен звания профессора военной академии. Тогда же ему было присвоено звание инженера-флагмана II ранга, а в январе 1936 – присуждена степень доктора технических наук «honoriscausa» - без защиты диссертации.

Всю свою жизнь Аксель Иванович тонко чувствовал передовые направления науки и техники, одним из первых вникал в их суть и оказывался на самых важных для родной страны рубежах. Ещё работая в Ленинграде, он обратил внимание на новые, первые в мире, достижения в области радиолокации: и на изобретение П.К. Ощепкова, и на новаторские работы Ю.Б. Кобзарева, и на публикации по этой теме в зарубежной научно-технической литературе. Вникнув в суть явления, проведя ряд экспериментов, он становится приверженцем новой области науки и техники.

Не миновала А.И.Берга и печальная стезя советской истории. В самом конце декабря 1937 года он был арестован по распространенной статье 58 – «участие в антисоветском военном заговоре и контрреволюционная деятельность по заданию иностранных разведорганов». Почти два с половиной года он находился под следствием, содержался в тюрьме №3 Кронштадта. В мае 1940 года дело в отношении Берга было прекращено за недостатком улик, и он был освобожден из-под стражи. Одновременно с прекращением дела А.И. Берг был восстановлен в кадрах флота и назначен начальником кафедры Судовой электротехники в Военно-морской академии Рабоче-Крестьянского Военно-Морского Флота имени К.Е. Ворошилова.

В мае 1941 года, ровно через год после выхода из заключения, ему было присвоено звание инженер-контр-адмирала.

«Вот так: был контрреволюционер, а стал контр-адмирал», - шутил Аксель Иванович.

Получив свободу, он немедленно подключается к установке радиолокационной станции «Редут-К» на крейсер «Молотов». Этот корабль стал первым в СССР, оснащённым РЛС.

С началом войны необходимость и полезность радиолокации в военном деле становилась всё более очевидной. В первые военные годы Аксель Иванович, видя отрезанный Ленинград, где были сосредоточены основные научные кадры страны, откуда вышла вся, только ещё формировавшаяся советская радиолокационная промышленность,

прикладывает все усилия, чтобы оживить это важнейшее начинание, привлечь к нему внимание правительства и, конечно, вождя.

И.В. Сталин, после неудач с разработками изобретателя Л.В. Курчевского, с большим недоверием относился к образцам, которые нельзя было оценить с позиций очевидности. Курчевский ещё с царских времён занимался разработкой более дешёвых в производстве гранатомётов, а затем и динамореактивных пушек, развил на этом поприще, при всесторонней поддержке М.Н. Тухачевского, как начальника вооружений РККА, бурную деятельность. Он пытался строить пушки самых разных типов и калибров. Считается, что в 1931-1935 годах до 70% артиллерийских предприятий страны работали над созданием пушек Курчевского, которые оказались небоеспособны. При этом для его 76-мм (!) пушек были спроектированы и доведены до испытаний истребители Д.П. Григоровича – И-З (И-7) и А.Н. Туполева – АНТ-23 (И-12), модернизирован танк Т-26. Но к началу войны на вооружении не было ни одной его пушки. Во время войны советские артиллеристы дорожили каждым орудием, даже орудиями образца 1877 года (!), сотни которых применялись для вооружения укрепрайонов.

Неудачи Л.В. Курчевского породили недоверие к создателям реактивных двигателей, авиаконструкторам и многим другим специалистам.

Поэтому ещё в переписке 1942-43 гг. А.И. Берг заручается поддержкой давно знакомого ему адмирала Л.М. Галлера – с 1940 года заместителя Народного Комиссара ВМФ по кораблестроению и вооружению. Приехав в Москву, он склоняет на свою сторону генерал-полковника авиации командующего Авиацией дальнего действия А.Е. Голованова, маршала артиллерии Н.Н. Воронова, других генералов, учёных, работников промышленности. Тесно работая с секретариатом ГКО, подготавливает проект постановления «О радиолокации».

В соответствующей литературе сведения о посещениях кабинета Сталина 3 и 4 июля 1943 года отсутствуют, правда, это были суббота и воскресенье, но, скорее всего, упомянутое заседание состоялось не в его кабинете, а в другом месте. Вспоминая о своей встрече со Сталиным при съёмках документального фильма, Аксель Берг говорил:

«У Сталина состоялось совещание, на котором я был и докладывал, что нужно, чтобы каждый наркомат строил свои радиолокационные станции, но по единой системе вооружений, которую мы разработали. Многие возражали, но они не знали, что я до этого в течение трёх часов всё это докладывал Сталину один на один. Сталин ходил, курил трубку, ругался, что он ничего не понимает, что я ему не так объясняю. Он походил, попыхивая трубкой, а потом сказал: «А, по-моему, товарищ Берг прав».

А.И. Берг обладал талантом убеждения, если он смог склонить на свою сторону такого недоверчивого и внимательного собеседника как Сталин. Тот, по-видимому, также запомнил берговское красноречие и его блестящее владение всеми приёмами формальной логики. Менее трёх лет спустя, 13 мая 1946 года, когда при Совете министров СССР был создан «Специальный комитет по реактивной технике», который возглавил Г.М. Маленков, он рекомендовал включить в число его членов, наряду с ведущими специалистами в области авиации, артиллерии, ракетостроения и А.И. Берга.

4 июля 1943 года Постановление ГКО «О радиолокации», было подписано Председателем ГКО И.В. Сталиным с его краткими правками.

В соответствии с названным постановлением был создан Всесоюзный НИИ радиолокации, напрямую подчинённый вновь созданному Главному управлению по радиолокации Наркомата электропромышленности СССР. Уже 13 сентября 1943 года

институт был переименован во ВНИИ-108. Исполнение обязанностей первого начальника института было возложено на А.И. Берга. В этой должности Берг пробыл недолго, лишь до 21 декабря 1943 года.

В «108-м» институте, как головном радиолокационном институте страны были созданы многочисленные, зачастую не имевшие себе равных, образцы и системы вооружений. Это и целый ряд РЛС для различных видов Вооружённых Сил, и многочисленные системы радиообнаружения, радиоэлектронного противодействия и управления оружием, и первые РЛС дальнего обнаружения, создаваемые в отделившемся от «108-го» филиале, сегодня известном как НИИДАР, и разработка нелинейных радиолокаторов и специальной аппаратуры, и боевые комплексы средств противодействия противоракетной обороны (КСП ПРО), и средства авиационного и космического радиотехнического наблюдения...

Через «108-й институт» прошли такие выдающиеся радиоспециалисты как академики: А.И. Берг, А.А. Расплетин, Б.В. Бункин, В.А. Фок, Б.А. Введенский, М.А. Леонтович; члены-корреспонденты: Г.Я. Гуськов и Л.А. Вайнштейн; министр радиопромышленности СССР П.С. Плешаков; генералы армии: Н.П. Емохонов, В.М. Шабанов; лауреаты Сталинских, Ленинских и Государственных премий: В.А. Аудер, И.Я. Альтман, Т.Р. Брахман, В.М. Герасименко, М.Х. Заславский, И.Ф. Иванов, С.Г. Калашников, А.М. Кугушев, Ю.Н. Мажоров, Н.И. Оганов, П.С. Плешаков, А.Г. Рапопорт, В.П. Сосульников, Ю.А. Спиридонов, М.Ф. Стельмах, Я.Н. Фельд, Е.Е. Фридберг, Ю.Н. Харитонов, Н.Я. Чернецов, А.Н. Шулунов.

30 ноября 1946 года А.И. Берг был избран действительным членом АН СССР по отделению технических наук (радиотехнике).

Исключительна роль Акселя Ивановича и при организации целого ряда научно-исследовательских институтов и заводов. При этом интерес его проходил по восходящей, ко всё более современным, не слыханным ранее отраслям наук: от электромеханики к радиотехнике, от радиотехники к электронике, от электроники к кибернетике, от кибернетики к бионике и далее, к ещё не обретшим общепринятых названий предметам исследований. Среди институтов к созданию которых А.И. Берг приложил свой талант, умение убеждать, подбирать людей, точно выбирать направления, расставлять необходимые акценты были: Институт радиотехники и электроники АН СССР; Особое конструкторское бюро технической кибернетики (ОКБ ТК), впоследствии ЦНИИ робототехники и технической кибернетики (РТК); НИИ «Полнос»; НИИ «Пульсар», НИИ дальней радиосвязи; Институт биологической физики АН СССР.

В сентябре 1945 года вместе с А.Н. Щукиным, А.И. Шокиным, Г.А. Угером и другими, А.И. Берг был командирован в побеждённую Германию.

Как уже упоминалось, 13 мая 1946 года А.И. Берг, в числе девяти других членов, вошёл в состав Специального комитета по реактивной технике при Совете министров Союза ССР. Этот день называют днём рождения современного отечественного ракетостроения. Уровень задач, решённых комитетом сложно переоценить. Достижения СССР в области мирового ракетостроения несомненны.

В сентябре 1953 года А.И. Берг был назначен на пост зам. Министра обороны СССР по радиовооружению. В 1955 году ему было присвоено воинское звание инженер-адмирала (после 1971 года – адмирал-инженера). Заметим, что это звание за всю историю Советских ВМФ носили только три человека (А.И. Берг, Н.В. Исаченков, П.Г. Котов, причём двое последних в разные годы состояли в должностях заместителей главнокомандующего ВМФ СССР по кораблестроению и вооружению).

С 5 по 27 января 1956 г. деятельность института проверялась инспекцией радиотехнических войск Главной инспекции МО СССР. В результате проверки инспекцией был сделан вывод, что решать вопросы по созданию радиотехнических средств и по противолокации институт способен, но отмечалась ограниченность решаемых задач, отставание от уровня современных разработок. Утверждал решение генерал армии Герой Советского Союза И.Е. Петров.

На основании проверки были выработаны предложения в 19 пунктах. Одним из пунктов рекомендовалось «принять меры к замене начальников лабораторий тт. Л.Ю. Блюмберга, Е.Е. Фридберга, А.В. Загорянского, не обеспечивших...выполнение возложенных на них задач».

А.И. Бергу удалось отстоять в Институте всех своих сотрудников, но 20 июля 1956 года у него, по возвращению из Ленинграда, в поезде, с ним случился обширный инфаркт. Его удалось спасти, но от должности заместителя Министра обороны и начальника «108-го» он отказался. Сказалось это и на семейных отношениях. Марианна Ивановна Берг (Пензина, 1901–1981) – вторая жена А. И. Берга, от которой он имел дочь – Марину, не поверила, что муж выживет. Медсестра Раиса Павловна Глазкова (1929-2004) ухаживала за ним в санатории Узком, способствовала его выздоровлению, и стала 3-й женой. В 1961 г. родилась дочь Маргарита и в возрасте 68 лет А.И. Берг вновь стал отцом.



После ухода со своих постов А.И. Берг оставался Председателем Учёного Совета института, демонстрируя при этом и высокую логику, и глубокие знания, и юмор, чаще обращённый в свою сторону, и неизменную благожелательность.

Вот лишь несколько из его фраз:

- Предки мои прошли из варяг в греки, а я из дворян в зеки.

- По рождению я на три четверти швед, на четверть – итальянец, при этом всю свою жизнь я становился всё более и более русским.

- Начинал я с того, что на 95% был моряком, а на 5% радиотехником. А заканчиваю жизнь с диаметрально противоположными показателями.

Ещё в конце 40-х годов Берг явился инициатором создания «Массовой радиобиблиотеки» – высокотиражной книжной серии, где выходила литература для радиолюбителей. Ежегодно публиковалось 25-35 книг по этой тематике. Работу над этой серией он не оставлял до последних дней.

Аксель Иванович Берг был настоящим патриотом своей Родины. Благодаря его исследованиям и поддержке в науке были открыты целые направления в радиотехнике, а отечественные Вооружённые Силы получили новые системы невиданных ранее вооружений.

Его усилия по установлению научно-обоснованного приоритета Н.С. Попова в деле открытия радио и увековечиванию его памяти были велики. Цена этого открытия в истории человечества слишком высока и многие страны до сих пор предлагают своих кандидатов – изобретателей радио – немцы Герца, англичане – Маркони, американцы – Тесла... В нескольких статьях и написанной книге А.И. Берг объективно доказывал, что честь открытия радио принадлежит русскому электротехнику Александру Степановичу Попову.

А.И. Берг – автор многих научных работ в различных областях радиотехники. В 1964 году, в 2-х томах, были изданы его избранные труды.

А.И. Берг умер 9 июля 1979 года.

Адмирал-инженер академик АН СССР Аксель Иванович Берг был удостоен звания Героя Социалистического Труда (10.11.1963), награждён 4-мя орденами Ленина, орденом Октябрьской Революции, 2-мя орденами Красного Знамени, орденом Отечественной войны I степени, 3-мя орденами Красной Звезды, медалями. Напомним, что в 1916 году штурман мичман А.И. Берг был удостоен ордена Российской Империи – Святого Станислава III степени с мечами.

Золотой медалью имени А.С. Попова «За выдающиеся труды в области радиотехники» Президиума АН СССР А.И. Берг был награждён 13 апреля 1951 года.

Функциями или таблицами Берга именуют коэффициенты постоянной подавляющей, используемые при расчёте радиопередающих устройств.



Медаль имени Героя Социалистического Труда академика АН СССР адмирала-инженера Акселя Ивановича Берга учреждена АО «ЦНИРТИ им. академика А.И. Берга» и Академией инженерных наук им. А.М. Прохорова.

Мемориальные доски в его память установлены в Оренбурге, на доме, где он родился, в Санкт-Петербурге, на здании СПб университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина) и в Москве – на доме, где он жил.

Имя А.И. Берга было присвоено одной из улиц и школ города Жукова (Калужская область). Ему также было присвоено имя почётного гражданина города Жукова.

Имя академика А.И. Берга присвоено ЦНИРТИ, для которого он был одним из основателей и первым директором. В главном корпусе института установлен бюст великому человеку.

АВТОРЫ

Бодрихин Николай Георгиевич, кандидат технических наук, Москва, Российская Федерация.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

*//Machines andPlants:Design and Exploiting.
2023. № 4. pp. 43 – 50.*

DOI:

Received: 27.10.2023

Accepted for publication: 02.11.2023

© International Public Organization “Integration
strategy”

Academician A.I. Berg. To the 130th anniversary of his birth

Nikolay G.Bodrikhin, Volodin

nicbo15@mail.ru

Moscow, Russian Federation

The article is devoted to the biography of Axel Ivanovich Berg – admiral engineer, academician of the USSR Academy of Sciences, Hero of Socialist Labor, outstanding scientist-radio engineer and cyberneticist, founder of a number of directions of domestic schools of radio engineering, biological cybernetics and biotechnical systems and technologies.

Keywords: radio engineering, radar, radio communications, cybernetics, bionics.

AUTHORS

Bodrikhin Nikolay G., Ph.D., nicbo15@mail.ru, Moscow, Russian Federation