ISNN 3030-3907

2026/4
VOLUME 1

DEVELOPMENT OF SCIENCE

ILMIY JURNAL



Development of science

Ilmiy jurnal

2026/4 VOLUME 1

ISSN 3030 -3907

Ilmiy jurnal OAK rayosatining 2024 yil 27 sentabrdagi 361-son qaroriga asosan 02.00.00 kimyo fanlari hamda 2025 yil 12 fevral 367- son qaroriga asosan 05.00.00 texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) va fan doktori (DSc) ilmiy darajasiga talabgorlarning dissertatsiya ishlari yuzasidan dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan milliy ilmiy nashrlar ro‘yxatiga kiritilgan.

BOSH MUHARRIR:
Temirov Alisher Hoshim o‘g‘li – texnika fanlari falsafa doktori (PhD),Dotsent.
TAHRIRIYAT KENGASH RAISI:
Fozilov Sadriddin Fayzullayevich – texnika fanlari doktori, professor
TAHRIRIYAT KENGASH A’ZOLARI

TEXNIKA FANLARI/ TECHNICAL SCIENCES/ ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Bozorov G‘ayrat Rashidovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor
Abdurahmonov Olim Rustamovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor
Adizov Bobur Zamirovich
O‘zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi Umumiy va noorganik kimyo instituti, professor
Hayitov Ruslan Rustamjonovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor
Jumayev Qayum Karimovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Berdiyev Dorob Murodovich
Islom Karimov nomidagi Toshkent Davlat Texnika Universiteti, professor
Maxmudov Rafiq Amonovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Tilloyev Lochin Ismatilloyevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Raxmonov Qahramon Sanakulovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Barakayev Nusratullo Rajabovich
Islom Karimov nomidagi Toshkent Davlat Texnika Universiteti, professor.
Jo‘rayev Xayrullo Fayziyevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Panoyev Erali Rajabboyevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Ataullayev Sherzod Nabiullyevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Murodov Malik Negmurodovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Axmedova Ozoda Bahronovna
Islom Karimov nomidagi Toshkent Davlat Texnika Universiteti.
Safarov Bahri Jumayevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Xaydarov Axtam Amonovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Safarov Jasur Alijon o‘g‘li
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Асадова Раъно Дилмуратовна
Тошкент Давлат техника университети доценти

KIMYO FANLARI/ CHEMICAL SCIENCES/ ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ

Axmedov Voxid Nizomovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor
Umarov Baqo Bafoyevich
Buxoro Davlat Universiteti, professor
Kodirov Abduaxad Abduraximovich
Qarshi davlat Universiteti, professor
Qurbonov Mingniqul Jumagulovich
Qarshi davlat Universiteti, dotsent
Turemuratov Sharibay Naurizbaevich
O‘zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi Qoraqalpog‘iston bo‘limi Bosh ilmiy kotibi, professor
Tursunov Kaxor Shonazarovich
Qarshi davlat Universiteti, professor
Do‘stov Hamro
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor
Panoyev Nodir Shavkatovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Olimov Bobur Bahodir o‘g‘li
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Kasimov Sherzod Abduazimovich
Termiz Davlat Universiteti, professor.
Aliqulov Rustam Valiyevich
Termiz Davlat Universiteti, professor
Tropov Xamza Tursunovich
Samarqand Davlat Universiteti, professor

IQTISODIYOT FANLARI/ ECONOMICS/ ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

Nizamov Aslitdin Badreddinovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Boboyev Akmal Choriyevich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Ergashxojayeva Shaxnoza Djasurovna
Toshkent davlat iqtisodiyot universiteti, professor
Saidaxmedova Nodira Ilxomovna
Toshkent davlat iqtisodiyot universiteti, professor
Muxsinov Bekzod Toxirovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Shakarov Qulmat Ashirovich
Renessans ta'lim universiteti,dotsent.
Jumaeva Zulfiya Qayumovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Norova Salomat Yusupovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Avezova Shaxnoza Maxmudjonovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Jalilov Jamshid G‘anijonovich
Toshkent davlat iqtisodiyot universiteti, dotsent
Xasanova Gulruh Djumanazarovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.

PEDAGOGIKA FANLARI/ PEDAGOGICAL SCIENCES / ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ НАУКИ

Siddiqova Sadoqat G‘afforovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Zoyirov Erkin Xalilovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, DSc, professor
Gaffarov Feruz Hasanovich
Puchon Universiteti, *professor*
Ruziyev Davron Yuldashevich
Buxoro Davlat Universiteti, professor
Muradova Firuza Rashidovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Yunusova Gulandon Samiyevna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
To‘xtayeva Zebo Sharifovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, professor.
Navro‘zova Gulchixra Nigmatovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Uzoqova Laylo Polvonovna
Buxoro muhandislik – texnologiya instituti, dotsent.
To‘raqulova Marjona Qiyom qizi
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Muradova Zarina Rashidovna
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Murodov Sanjar Aslonovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent.
Shodiyev Jahongir Jo‘raqulovich
Buxoro Davlat Texnika Universiteti, dotsent
Gaffarov Laziz Hasanovich
Buxoro muhandislik – texnologiya instituti, dotsent.

Tahririyat a’zolarning to‘liq ro‘yxati jurnalning www.devos.uz saytida keltirilgan.

Tahririyat hay’ati a’zolarining tarkibini o‘zgartirish hamda qo‘shimcha kiritish yoki tahririyat a’zoligidan chiqarish bosh muharrir tomonidan amalga oshiriladi.

ISSN 3030-3907

Development of science ilmiy jurnali 2024 yil 15 aprel kuni №256445 sonli guvohnoma bilan Davlat ro‘yxatidan o‘tgan.

To‘plam elektron ko‘rinishda (pdf formatida) mualliflarga taqdim etiladi. To‘plamga kiritiladigan maqolalarning mazmuni, ulardagi statistik ma’lumotlar va me’yoriy hujjatlarning to‘g‘riligiga hamda har qanday fikr - mulohazalarga mualliflarning o‘zlari mas’ul hisoblanadilar. Talablarga javob bermaydigan maqolalar to‘plamga kiritilmaydi. Tashkiliy qo‘mita maqola matnini qisqartirish, qisman tuzatish kiritish, seksiyalarga joylashtirish huquqiga ega.

ISSN 3030-3907

ВЫБОР МЕТОДОЛОГИИ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНО-ИЗНАШИВАЕМЫХ ПРОЦЕССОВ

Акмал Жуманазаров
Генеральный директор Узбекского Агентства по техническому регулированию при Кабинете Министров Республики Узбекистан
доктор философии по техническим наукам PhD
E-mail: ar.jumanazarov@gmail.com

Аннотация. В статье представлена методология исследования ударно-изнашиваемых процессов в приводной системе шаровой мельницы. Предложен гибридный подход, объединяющий метод конечных элементов для моделирования валов, сосредоточенные параметры для зубчатой передачи и метод дискретных элементов для описания движения материала внутри барабана мельницы. Рассмотрено влияние динамических ударных нагрузок, возникающих при падении измельчаемого материала, на напряжённо-деформированное состояние редуктора и зубчатой передачи. Проанализированы основные рабочие параметры мельницы — частота вращения, степень заполнения и размеры мелющих тел — и показано их влияние на режимы движения материала и величину нагрузок. Разработана математическая модель зубчатой передачи с переменной жёсткостью зацепления, позволяющая учитывать дефекты зубьев и изменение контактных условий. Для анализа динамического отклика трансмиссионной системы использованы временная схема Ньюмарка и численные расчёты в средах MATLAB и ROCKY. Предложенная методика позволяет более точно прогнозировать износ, вибрации и надёжность узлов горно-размольных машин.

Ключевые слова: ударно-изнашиваемые процессы, шаровая мельница, зубчатая передача, редуктор, метод конечных элементов, метод дискретных элементов, динамические нагрузки, жёсткость зацепления, модель вала, вибрация.

Abstract. The article presents a methodology for investigating impact-wear processes in the drive system of a ball mill. A hybrid approach is proposed that combines the finite element method for shaft modeling, lumped-parameter models for the gear transmission, and the discrete element method for describing the motion of material inside the mill drum. The influence of dynamic impact loads generated by falling grinding material on the stress-strain state of the gearbox and gear transmission is examined. The main operating parameters of the mill—rotational speed, filling degree, and grinding media size—are analyzed, and their influence on material motion regimes and load magnitude is demonstrated. A mathematical model of the gear transmission with variable mesh stiffness is

ISSN 3030-3907

developed, making it possible to account for tooth defects and changing contact conditions. The dynamic response of the transmission system is analyzed using the Newmark time integration scheme and numerical calculations in MATLAB and ROCKY. The proposed methodology enables more accurate prediction of wear, vibration, and reliability of mining and grinding machine components.

Keywords: impact-wear processes, ball mill, gear transmission, gearbox, finite element method, discrete element method, dynamic loads, mesh stiffness, shaft model, vibration.

Annotatsiya. Maqolada sharli tegirmon yuritma tizimidagi zarbaviy-yeyilish jarayonlarini tadqiq etish metodologiyasi bayon etilgan. Val elementlarini modellashtirish uchun chekli elementlar usuli, tishli uzatma uchun konsentrlashgan parametrlar modeli hamda tegirmon barabani ichidagi material harakatini tavsiflash uchun diskret elementlar usulini birlashtiruvchi gibrid yondashuv taklif etilgan. Maydalanayotgan materialning tushishi natijasida yuzaga keladigan dinamik zarba yuklarining reduktor va tishli uzatmaning kuchlanish-deformatsiya holatiga ta’siri tahlil qilingan. Tegirmonning asosiy ish parametrlari — aylanish tezligi, to‘ldirish darajasi va maydalovchi jismlar o‘lchamining material harakati rejimlari hamda yuklanish miqdoriga ta’siri ko‘rsatib berilgan. Tishlarda nuqsonlar va kontakt sharoitlarining o‘zgarishini hisobga oluvchi o‘zgaruvchan ilashish qattiqligiga ega matematik model ishlab chiqilgan. Transmissiya tizimining dinamik javobi MATLAB va ROCKY dasturiy muhitlarida Nyumark vaqt integrallash sxemasi asosida tadqiq etilgan. Taklif etilgan metodika tog‘-kon maydalash mashinalari tugunlarining yeyilishi, tebranishi va ishonchliligini aniqroq prognoz qilish imkonini beradi.

Kalit so‘zlar: zarbaviy-yeyilish jarayonlari, sharli tegirmon, tishli uzatma, reduktor, chekli elementlar usuli, diskret elementlar usuli, dinamik yuklar, ilashish qattiqligi, val modeli, tebranish.

ВВЕДЕНИЕ.

В условиях промышленной эксплуатации шаровая мельница, как правило, выполнена в виде цилиндрического барабана, вращение которого осуществляется электродвигателем через зубчатый редуктор. Дополнительно в приводной системе используется коронная шестерня, находящаяся в зацеплении с внешней шестерней, что формирует еще одну ступень понижения частоты вращения. Рассматриваемая в настоящей работе модель является упрощённым аналогом, в которой барабан мельницы жестко закреплён на конце выходного вала редуктора (рис. 1).

В процессе вращения барабана загружаемый материал поднимается вдоль его внутренней поверхности до достижения предельной высоты, после

ISSN 3030-3907

чего частицы теряют контакт с футеровкой и начинают свободное падение. Характер их движения может соответствовать каскадному либо катарактному режиму, что определяется скоростью вращения мельницы [3].

При соударении частиц с внутренней поверхностью барабана возникают ударные нагрузки, которые через приводной вал передаются на элементы редуктора. Несмотря на наличие футеровки, частично снижающей интенсивность ударов, динамические нагрузки, обусловленные движением и падением измельчаемого материала, сохраняются. Более того, по мере износа футеровочного слоя их величина может существенно возрастать. В связи с этим возникает необходимость детального анализа влияния указанных нагрузок на динамическое состояние и работоспособность зубчатой передачи редуктора.

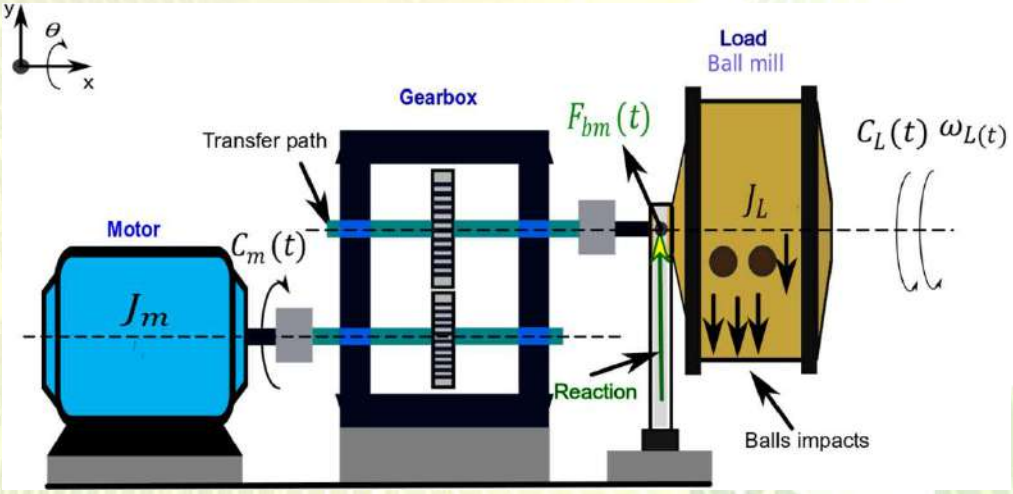


Рисунок -1.Система привода шаровых мельниц.

Методический подход, применённый в данной работе, схематично представлен на рис. 2. В его основе лежит так называемая гибридная стратегия моделирования, суть которой заключается в совместном использовании различных типов моделей для отдельных технологических узлов, входящих в состав исследуемой системы. В рамках рассматриваемой схемы были учтены три основных элемента.

Приводные валы описывались с применением метода конечных элементов, при этом использовались балочные элементы Тимошенко, позволяющие учитывать как изгибные, так и сдвиговые деформации. Зубчатые передачи моделировались в виде систем с сосредоточенными параметрами и размещались в соответствующих узлах входного и выходного валов. Шаровая мельница, в свою очередь, была представлена с использованием метода дискретных элементов.

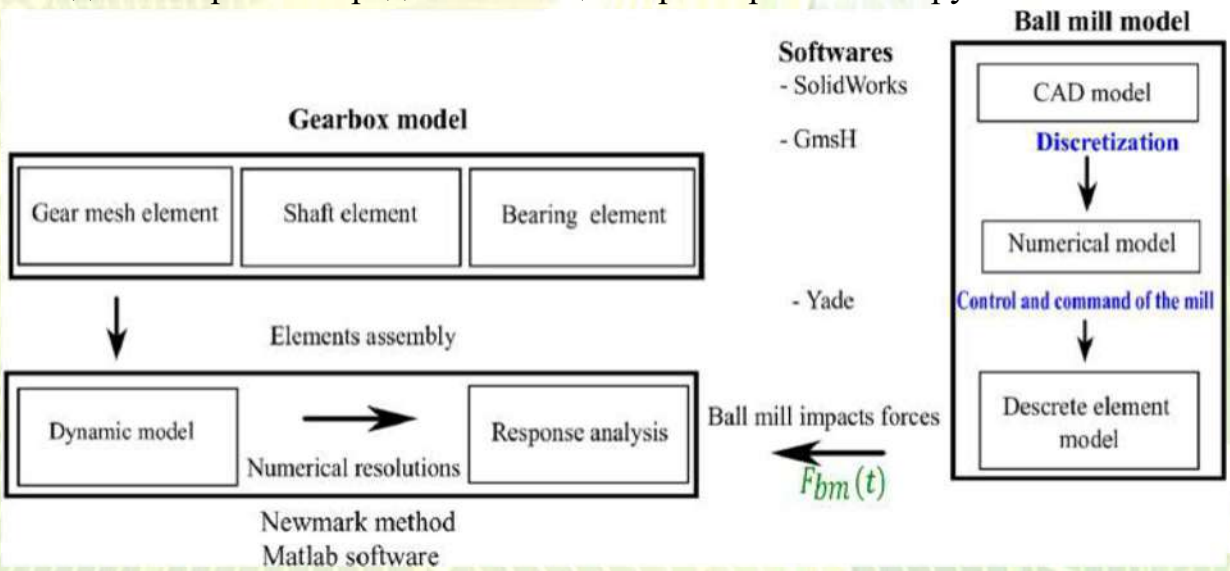
Геометрическая модель оболочки мельницы формировалась в средах автоматизированного проектирования, таких как SolidWorks и Компас 3D,

ISSN 3030-3907

после чего могла быть экспортирована в одном из распространённых форматов. Полученная дискретизированная геометрия загружалась с применением языка программирования Python, далее объём мельницы заполнялся сферическими частицами и рассчитывался с использованием дискретно-элементного моделирования в программной среде ROCKY.

На основе численного решения второго закона Ньютона определялись траектории движения отдельных частиц, что позволяло анализировать поведение и свойства материала под действием различных внешних сил. Исследование траекторий частиц и последующая обработка полученных данных, выполняемая как непосредственно в ROCKY.

После определения импульсных нагрузок и формирования совокупной модели всех элементов рассчитанные силы передавались на модель редуктора, обладающую 24 степенями свободы. Для анализа динамического отклика системы использовалась временная схема интегрирования Ньюмарка, реализованная в среде MATLAB, что позволило исследовать поведение коробки передач в нестационарном режиме нагружения.



§ - 2.2. Анализ существующих математических моделей износа мелющих тел

§ - 2.2.1 Моделирование параметров режима работы

В ходе эксплуатации шаровой мельницы такие параметры, как частота вращения барабана, степень заполнения и размеры измельчающих тел, относятся к числу рабочих характеристик, способных изменяться в процессе работы. Каждый из этих факторов по-разному воздействует на формирование динамических нагрузок внутри мельницы и, как следствие, отражается на напряжённо-деформированном состоянии всей конструкции [4].

Скорость вращения мельницы обычно задаётся в виде доли от критической скорости (C_s). Под критической скоростью понимается такое

ISSN 3030-3907

значение угловой скорости, при котором измельчающие шары под действием центробежных сил прижимаются к внутренней поверхности барабана и перестают свободно перемещаться [4,24,25]. Критическая скорость может быть определена по известному соотношению (1),

$$C_s = \frac{42.3}{\sqrt{D_M}}$$

где (D_M) — средний диаметр мельницы. Для модели, рассматриваемой в данной работе, расчётное значение критической скорости составило 5,04 рад/с. В ходе численных экспериментов анализировались четыре уровня частоты вращения, изменявшиеся в диапазоне от 30 % до 95 % от указанного значения.

Параметр заполнения (F_r) характеризует долю внутреннего объёма мельницы, занятую циркулирующей загрузкой. В моделировании были рассмотрены четыре степени заполнения, изменяющиеся в пределах от 5 % до 35 %. При этом в барабан последовательно загружались измельчающие шары диаметром от 30 до 120 mm.

Выбор именно этих трёх параметров обусловлен тем, что их влияние неоднократно фиксировалось в ходе промышленных наблюдений за процессом измельчения. Так, уменьшение диаметра шаров вследствие износа может приводить к их выбросу за пределы рабочей зоны, что напрямую отражается на фактической степени заполнения мельницы. На практике для компенсации этого эффекта часто увеличивают общее количество шаров с целью поддержания требуемого режима измельчения руды.

Кроме того, частота вращения барабана оказывает существенное влияние на гранулометрический состав продукта помола. Изменение скорости вращения нередко используется как инструмент регулирования размера зерна материала на выходе мельницы. В зависимости от того, насколько рабочая скорость приближена к критической или значительно ниже неё, процесс измельчения может протекать в каскадном либо катарактном режимах.

§ - 2.3 Численное описание коробки передач

Трансмиссионная система, рассматриваемая в рамках данной работы, представляет собой одноступенчатый зубчатый редуктор. Конструктивно редуктор включает два приводных вала, пару зубчатых колёс (шестерню и колесо), четыре опорных подшипника и корпус.

При построении расчетной модели были приняты следующие упрощающие допущения:

ISSN 3030-3907

- влияние корпуса редуктора на динамическое поведение системы не учитывалось;
- валы рассматривались как элементы с постоянным поперечным сечением по всей длине;
- шестерня и колесо предполагались абсолютно жёсткими телами, при этом деформации допускались только в зоне зацепления;
- контакт в зацеплении моделировался как упругий, с переменной жесткостью, без учета трения между зубьями.

Такой подход позволил сосредоточить внимание на передаче динамических нагрузок через зубчатую пару и оценить её вклад в общий отклик системы.

§ - 2.3.1 Модель зубчатого элемента

Принятая модель редуктора базируется на ранее разработанном подходе, применявшемся для анализа редукторов ветроэнергетических установок [26]. В соответствии с этим подходом узел N_1, связанный с колесом, и узел N_2, соответствующий шестерне, соединяются между собой посредством матрицы жесткости зацепления K_{gear}, как показано на рис. 3б. Восстанавливающие силы, возникающие в зоне контакта зубьев, зависят от относительных смещений X_{gear} (рис. 3а) и определяются соотношениями:

$$\{F_{gear}\} = [K_{gear}]\,\{X_{gear}\},$$

$$[K_{\text{gear}}] = k_m[G],$$

где k_m — средняя жесткость зацепления.

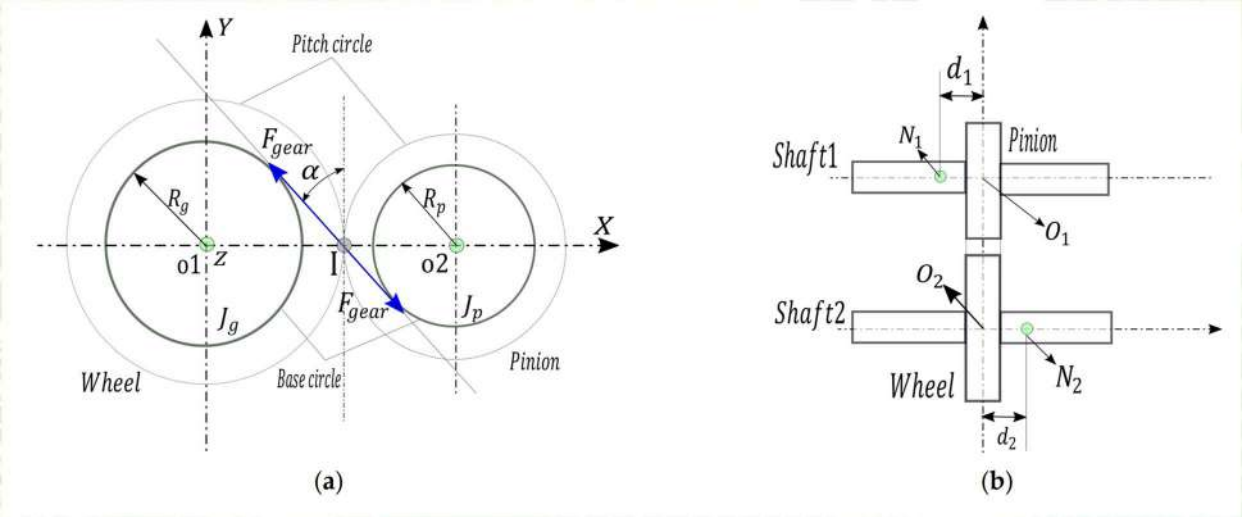


Рисунок 3. Динамическая модель коробки передач. (а) Описание сил, соединяющих шестерни; (б) изображение расположения узлов зубчатой передачи.

Матрица жесткости зубчатого элемента $[K_{gear}]$ представляется в виде произведения средней жесткости зацепления и геометрической матрицы $[G]$,

ISSN 3030-3907

включающей параметры, характеризующие конфигурацию передачи: радиусы базовых окружностей, угол давления α и геометрические соотношения между элементами. Значение средней жесткости k_m может быть оценено в соответствии с рекомендациями стандарта ISO 6336 [27].

Матрица $[G]$ определяется из условия равенства энергии упругой деформации, связанной с зацеплением, выраженной следующим образом:

$$E_p = \frac{1}{2} k_m \sigma^T X_{gear} X_{gear}^T \sigma = \frac{1}{2} k_m X_{gear}^T [G] X_{gear},$$

Откуда

$$[G] = \sigma^T \sigma.$$

Геометрический вектор σ зубчатой передачи задается выражением:

$$\sigma = \begin{bmatrix} c & 0 & c & -\lambda_1\mu_1 s + d_1 c & \lambda_1 c \\ -c & 0 & -s & \lambda_2 s - d_2 c & -\mu_2 s - \lambda_2 c \end{bmatrix},$$

а вектор обобщенных координат имеет вид:

$$X_{gear} = [x_p y_p \theta_p x_g y_g \theta_g]^T.$$

Параметры, входящие в выражение (6), приведены в таблице 2 для двух конфигураций зацепления в зависимости от характера нагрузки. Величины R_p и R_g соответствуют радиусам базовых окружностей шестерни и колеса, α — угол давления, β — угол наклона винтовой линии зуба.

В результате моделирования была получена матрица жесткости зацепления, подробное описание которой приведено в Приложении А. В отличие от работы [26], где жесткость зацепления считалась постоянной, в настоящем исследовании использовалась переменная жесткость, позволяющая учитывать влияние дефектов зубчатой передачи. При этом нелинейные силы в опорах не рассматривались.

Поскольку в процессе зацепления число одновременно контактирующих зубьев изменяется, продолжительность контакта определяется коэффициентом перекрытия ε\varepsilonε. Вследствие этого изменение жесткости зацепления может быть аппроксимировано квадратичной функцией $K_{gear}(t)$ (рис. 4), колеблющейся вокруг среднего значения k_m, в соответствии с подходом, предложенным в работах [9,12]:

$$K_{gear}(t) = \begin{cases} K_1, & 0 \le t \le (\varepsilon - 1)T_m, \\ K_2, & (\varepsilon - 1)T_m \le t \le T_m, \end{cases}$$

где T_m — период зацепления, K_1 и K_2 — минимальное и максимальное значения контактной жесткости, соответствующие зацеплению одного или двух зубьев.

Наличие трещины в зубе может быть учтено путем циклического снижения жесткости зацепления, описываемого функцией деградации:

ISSN 3030-3907

$$D(t) = \alpha\delta\left[1 + \sum_{n} \frac{\sin(n\alpha\pi)}{n\alpha\pi}\cos(n\Omega_i t)\right],$$

где *Ωi=2πfi*— угловая скорость вращения колеса с дефектом, δ — амплитуда функции ослабления, α=1 / Z_i — циклический коэффициент.

С учетом дефекта эффективная жесткость зацепления определяется выражением:

$$K(t) = K_{\text{gear}}(t)[1 - D(t)],$$

при условии 0<D(t)<1.

«Таблица 1.»

Конфигурации зубчатой передачи:

Параметр	Конфигурация 1	Конфигурация 2
μ_1	$-R_p tan\alpha$	$-R_p tan\alpha$
μ_2	$+R_p tan\alpha$	$+R_p tan\alpha$
λ_1	R_p	$-R_p$
λ_2	$-R_g$	$-R_g$
c	$cos\beta$	$cos\beta$
s	$sin\beta$	$sin\beta$

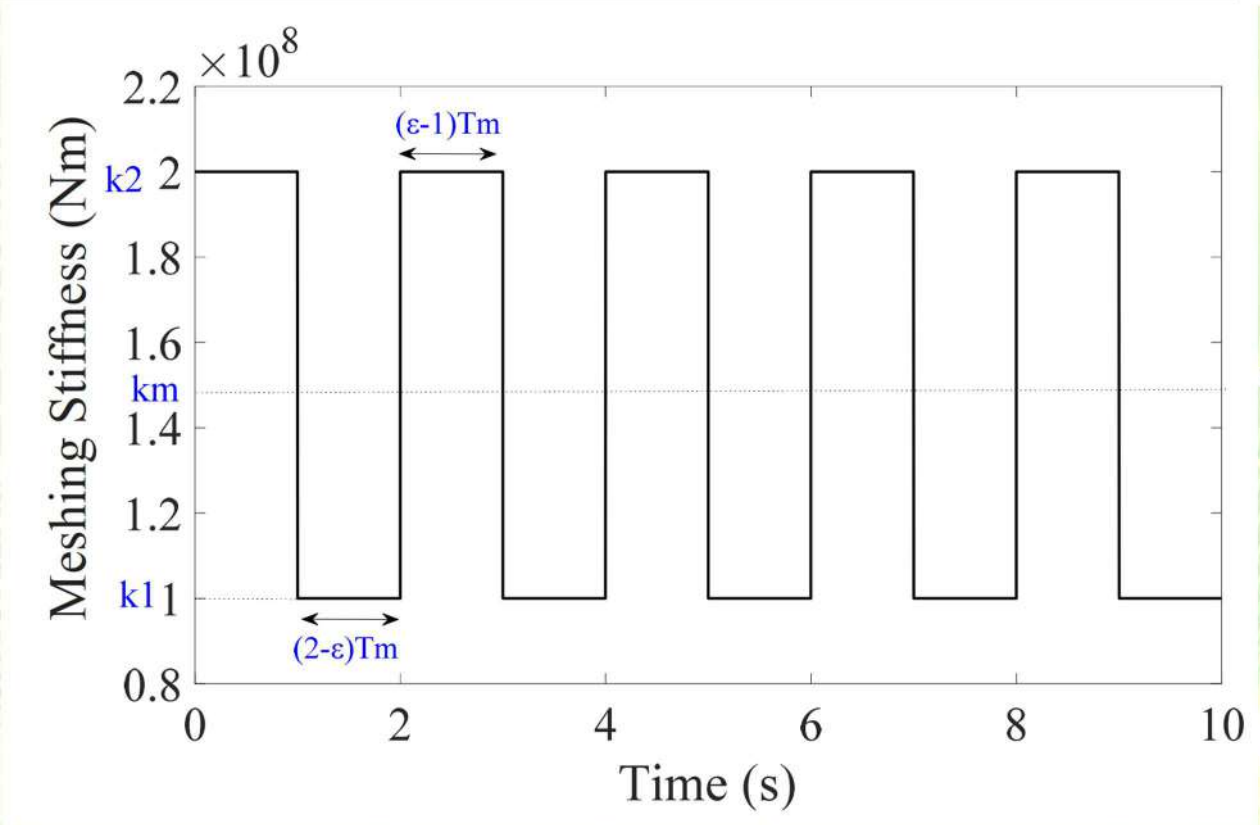


Рисунок 4. Изменение жесткости сетки Kgear(t).

ISSN 3030-3907

При наличии этого дефекта жесткость зацепления рассчитывается по формуле:

$$K(t) = K(t)[1 - D(t)]$$

При $0<D(t)<1$ и $\Omega i = 2\pi f i$ — частота вращения колеса, на которое воздействует трещина. Параметры δ и α=1/Zi представляют собой соответственно амплитуду функции D(t) и циклический коэффициент. В таблице 3 приведены различные параметры, используемые для моделирования зубчатой передачи.

«Таблица 2.»

Параметры моделирования коробки передач:

Параметр	**Обозначение**	**Колесо**	**Шестерня**	**Двигатель**	**Ед. изм.**
Масса	(M)	2.5	1.8	8	kg
Момент инерции	(J)	0.0014	0.007	0.00125	$kg \cdot m^2$
Модуль	(m)	2	mm		
Угол давления	(α)	20	gon		
Число зубьев	(Z)	59	66	—	—
Средняя жесткость зацепления	(km)	1.5×10^8	N/m		
Радиус базовой окружности	(R)	59	66	—	mm

Данная модель позволила детально исследовать динамическое поведение зубчатой передачи и оценить влияние переменной жесткости и дефектов зацепления на отклик всей трансмиссионной системы.

2.3.2. Модель вального элемента

Валы редуктора в рамках настоящего исследования рассматривались как упругие элементы, способные воспринимать как изгибные, так и крутильные деформации. Предполагалось, что материал валов является однородным, геометрия поперечного сечения постоянна по длине, а

ISSN 3030-3907

изгибные перемещения остаются в пределах малых деформаций. Для формирования математической модели был использован энергетический подход, основанный на лагранжевом формализме.

С целью аппроксимации поля перемещений каждый из двух валов был дискретизирован на шесть конечных элементов, образующих восемь узлов, как показано на рис. 5. В отличие от подхода, предложенного в работе [28], в настоящей модели в каждом узле сохранялись три степени свободы. Они соответствуют двум линейным перемещениям вдоль осей x и y, а также одному угловому повороту вокруг оси z. Таким образом, вектор узловых перемещений определяется выражением

$$\{\chi\}_{node} = \{x, y, \theta_z\}_{node},$$

а вектор обобщённых координат для отдельного конечного элемента принимает вид

$$\chi_e = x_1, y_1, \theta_{z1}, x_2, y_2, \theta_{z2}.$$

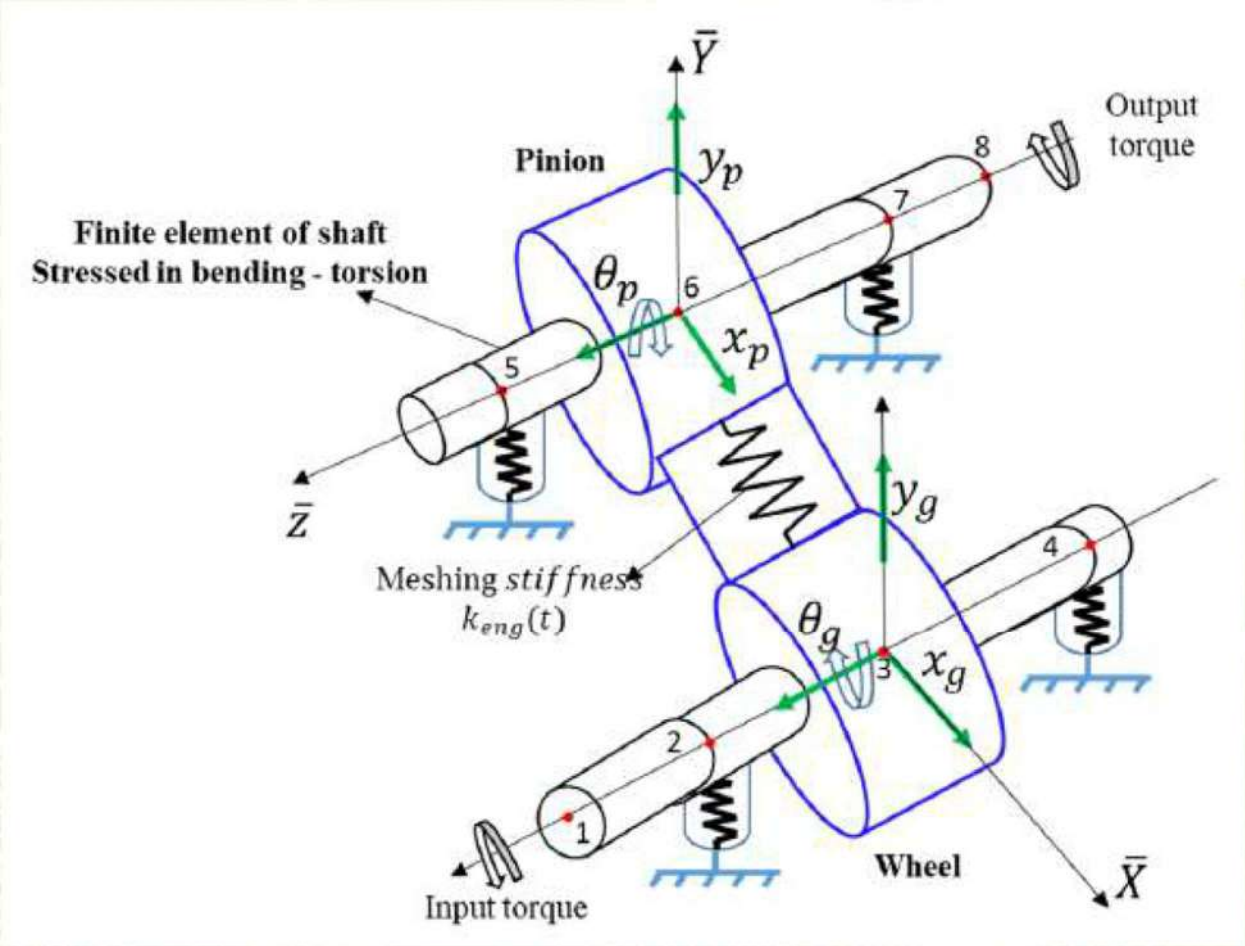


Рисунок - 5. Дискретность элементов вала

Выбранная схема дискретизации приводит к тому, что вся модель трансмиссии содержит 24 степени свободы (рис. 5). Корректный выбор функций формы совместно с применением уравнений Лагранжа позволил

ISSN 3030-3907

получить матрицы элементарной массы Me и жесткости Ke для вального элемента. Подробное их описание приведено в Приложении Б.

Электродвигатель и нагрузка учитывались в модели в виде сосредоточенных масс и полярных моментов инерции. Двигатель был привязан к первому узлу входного вала, тогда как нагрузка прикладывалась в восьмом узле выходного вала. Опоры валов моделировались в виде подшипников с постоянной линейной жесткостью, установленных параллельно и обеспечивающих поддержку вала в радиальном направлении.

Основные геометрические параметры и физико-механические характеристики материала валов, использованные при численном моделировании, приведены в таблице 4.

«Таблица 3.»

Параметры моделирования вальных элементов:

Параметр	**Обозначение**	**Входной вал**	**Выходной вал**	**Ед. изм.**
Длина вала	(L)	0.5	0.5	m
Положение зубчатого колеса	(L_g)	0.3	0.3	m
Наружный радиус вала	(r_e)	0.018	0.018	m
Плотность материала	(ρ)	7800	7800	$kg \cdot m^{-3}$
Модуль Юнга	(E)	(2.1×10^{11})	(2.1×10^{11})	$N \cdot m^{-2}$

Представленная модель вала обеспечивает адекватное описание его динамического поведения и позволяет учитывать взаимодействие с зубчатой передачей и опорными элементами в рамках общей модели коробки передач.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Hutchings I.M. – Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials– Ishqalanish va eskirish jarayonlarining nazariy asoslari, zarba ta’sirida yuzaga keladigan eskirish mexanizmlari haqida muhim manba.
2. Stachowiak G.W. & Batchelor A.W. – Engineering Tribology– Tribologik tizimlar, zarba va abraziv eskirish turlari hamda ularni tadqiq qilish metodlari.
3. Zum Gahr K.H. – Microstructure and Wear of Materials– Materiallarning mikrostrukturasi va zarba-eskirish jarayonlari o‘rtasidagi bog‘liqlikni o‘rganadi.

ISSN 3030-3907

4. Rabinowicz E. – Friction and Wear of Materials– Eskirishning asosiy qonuniyatlari va zarba yuklamalar ostida yuzaga keladigan o‘zgarishlar.
5. Popov V.L. – Contact Mechanics and Friction– Kontakt mexanikasi, zarba va ishqalanish jarayonlarini matematik modellashtirish.
6. Крагельский И.В. – Трение и износ– Rus tilidagi klassik manba, ishqalanish va eskirish nazariyasi asoschilardan biri.
7. Костецкий Б.И. – Сопротивление изнашиванию деталей машин– Mashina detallarining eskirishga chidamliligi va zarba yuklamalari ta’siri.
8. Буше Н.А. – Износ и долговечность машин– Mashinalarda eskirish jarayonlari va ularni baholash metodologiyasi.
9. ASTM G65 Standard– Abraziv eskirishni aniqlash bo‘yicha standart metod (tajriba metodologiyasi uchun muhim).
10. ISO standartlari– Eskirish, zarba va material sinovlariga oid xalqaro standartlar (masalan, ISO 7148, ISO 12156).

ISSN 3030-3907