

Научная статья
УДК 621.43

Оптимизация режимов работы механизма отключения цилиндров двигателя

Аркадий Васильевич Химченко¹, Николай Иванович Мищенко²
Татьяна Николаевна Колесникова³

¹Воронежский государственный аграрный университет имени Императора Петра I,
Воронеж, Россия

^{2,3}Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ), Горловка, Россия

¹himch.arkady@yandex.ru

²mim2802@mail.ru

³kolesnikova.tetiana@yandex.ru

Аннотация. При отключении цилиндров двигателя на частичных нагрузках существенно снижается расход топлива двигателем, однако есть достаточно большое количество нерешённых вопросов, препятствующих созданию такого двигателя. В работе решалась задача оптимизации режима работы механизма отключения цилиндра в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом преобразования движения поршня при питании гидравлического привода механизма от системы смазки двигателя. Для обеспечения управляемости процессом отключения цилиндров методами оптимизации и имитационного моделирования получены зависимости угловой скорости поворота штока поршня от скоростного режим работы двигателя. Полученные данные позволили минимизировать динамические нагрузки в механизме отключения цилиндра при рациональных условиях управления процессом. Результаты получены на основе численного эксперимента, выполненного в соответствии с алгоритмами оптимизации и могут быть использованы в системе управления отключением цилиндров.

Ключевые слова: бесшатунный двигатель внутреннего сгорания, кривошипно-кулисный механизм, отключение цилиндров, имитационное моделирование.

Для цитирования: Химченко А.В., Мищенко Н.И., Колесникова Т.Н.

Оптимизация режимов работы механизма отключения цилиндров двигателя // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 1(43).

Original article

Optimization of operating modes of the engine cylinder deactivation mechanism

Arkady V. Khimchenko¹, Nikolay I. Mishchenko², Tat'yana N. Kolesnikova³

¹Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Voronezh, Russia

^{2,3}Donetsk National Technical University (DonNTU), Gorlovka, Russia

¹himch.arkady@yandex.ru

²mim2802@mail.ru

³kolesnikova.tetiana@yandex.ru

Abstract. When engine cylinders are switched off at partial loads, the engine fuel consumption is significantly reduced, however, there are a large number of unresolved issues that prevent the creation of such an engine. The paper solves the problem of optimizing the operating mode of the cylinder shutdown mechanism in an engine with a crank-and-rocker mechanism for converting piston motion when the hydraulic drive of the mechanism is fed from the engine lubrication system. To ensure controllability of the cylinder shutdown process, the dependences of the angular velocity of the piston rod rotation on the engine speed mode are obtained using optimization and simulation methods. The obtained data made it possible to minimize dynamic loads in the cylinder shutdown mechanism under rational process control conditions. The results are based on a numerical experiment performed in accordance with optimization algorithms and can be used in the cylinder shutdown control system.

Keywords: connecting rodless internal combustion engine, crank-rocker mechanism, cylinder deactivation, simulation modeling.

For citation: Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Kolesnikova T.N. Optimization of operating modes of the engine cylinder deactivation mechanism. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura.* 2025. №1 (43).

Введение

Современное развитие поршневых двигателей внутреннего сгорания идет по пути совершенствования рабочего процесса, однако это непременно связано с усложнением конструкции отдельных элементов. Существенных изменений претерпел газораспределительный механизм бензинового двигателя, изначально отличающаяся простотой и надежностью, появились

двигатели с изменением степени сжатия и двигатели с отключением цилиндров.

Отключения цилиндров в двигателях – это одно из направлений, интересующих исследований в течение последних десятилетий. В настоящее время также продолжаются работы по исследованию данного вопроса [1-8].

Авторы исследований показывают преимущества и недостатки технологии отключения цилиндров. Из преимуществ – это топливная экономичность [1, 5, 7]. К сожалению, недостатков достаточно много. Это и неравномерность крутящего момента, приводящая к дополнительной вибрации [6, 9], и ухудшение рабочего процесса в отдельных цилиндрах, охлаждающихся при отключении [5].

Конструкция механизма отключения цилиндров в двигателе внутреннего сгорания, интересующая авторов, основана на применении кривошипно-кулисного механизма в бесшатунном двигателе [10].

В бесшатунном двигателе механизм отключения цилиндра включает в себя шток 2 (рис. 1), соединяющий кулису 1 и поршень 3. В корпусе узла блокировки 4 располагаются фиксирующие пальцы 5, которые с помощью пружин поджимаются полуобоймами 6 к выемкам на штоке. При подаче масла в корпус гидроцилиндра 8, которая управляется золотником 9, происходит поворот ротора 7, что влечет за собой поворот штока. При этом фиксирующие пальцы освобождаются и выходят из пазов. Силовая связь поршня и кулисы размыкается. Поршень останавливается под действием силы трения между кольцами и цилиндром.

При рассмотрении работы такого механизма возникают вопросы надежности узла блокировки, которая может нарушаться при ударном взаимодействии пальцев и штока. Поэтому целью работы ставилась задача минимизации ударного взаимодействия при размыкании кинематической связи между штоком и кулисой.

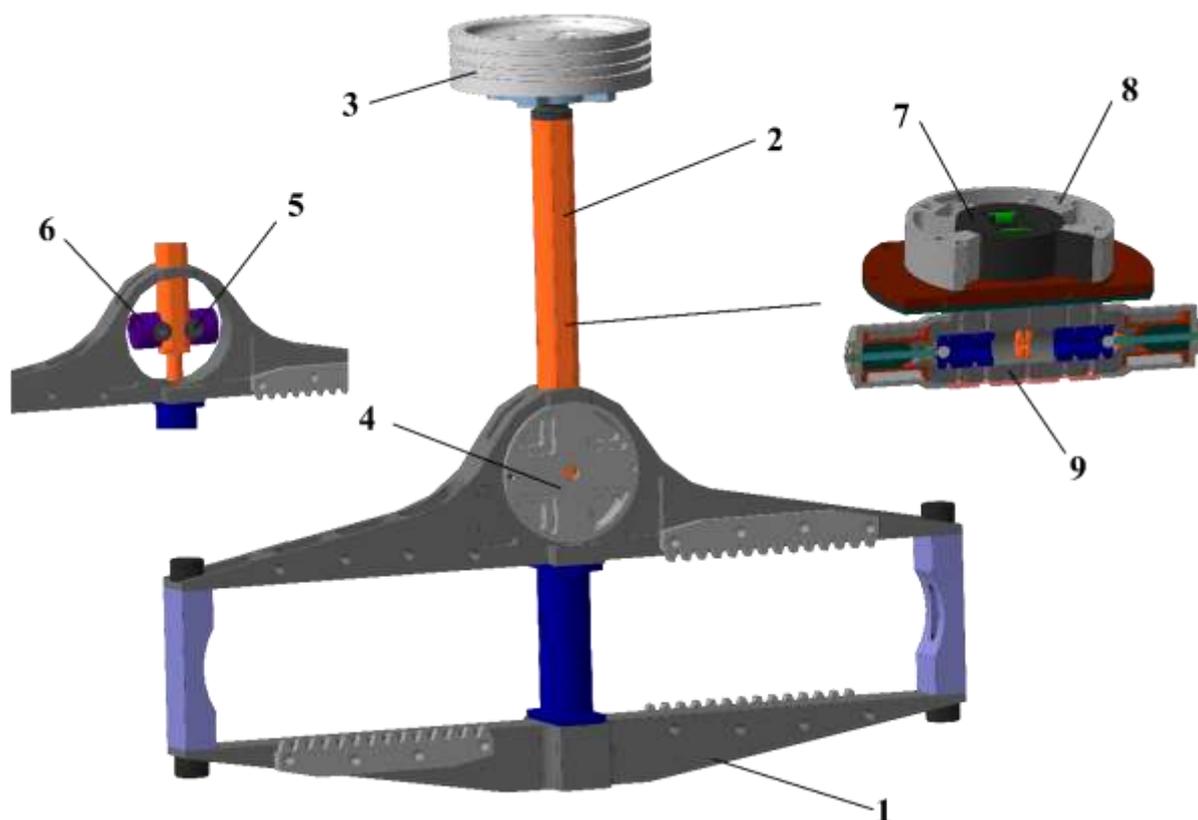


Рис. 1. – 3D модель кулисы с механизмом отключения цилиндров: 1 – кулиса; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – корпус узла блокировки штока; 5 – фиксирующие пальцы; 6 – полуобоймы; 7 – ротор; 8 – корпус гидроцилиндра; 9 – управляющий золотник

Материалы и методы

При проведении предварительных исследований [11] стало понятно, что при разных скоростях поворота штока для полного отключения цилиндра может потребоваться несколько рабочих циклов в цилиндре двигателя. Очевидно, наилучший результат может быть достигнут при повороте штока в течение одного цикла, а в идеале – при размыкании силовой связи в районе нижней мертвой точки.

Для достижения цели была разработана модель контактного взаимодействия деталей в механизме блокировки. При этом ставилась цель получить такую модель, которая может быть встроена в системную модель двигателя с рабочим процессом и всеми необходимыми элементами. В работе использовалось физическое моделирование в среде Matlab Simulink.

Кроме того, инструменты Simulink позволяют решать задачи оптимизации, например, с помощью подбора параметров модели. Эта методология часто относится к одному из методов идентификации модели.

В результате проведенной работы получена системная модель (рис. 2), включающая в себя подсистемы:

- режима работы двигателя;
- системы смазки;
- давления газов в цилиндре;
- системы управления отключением;
- шарниры кривошипно-кулисного механизма;
- привода механизма отключения цилиндров;
- контактного взаимодействия деталей механизма фиксации;
- подсистемы останковки моделирования.

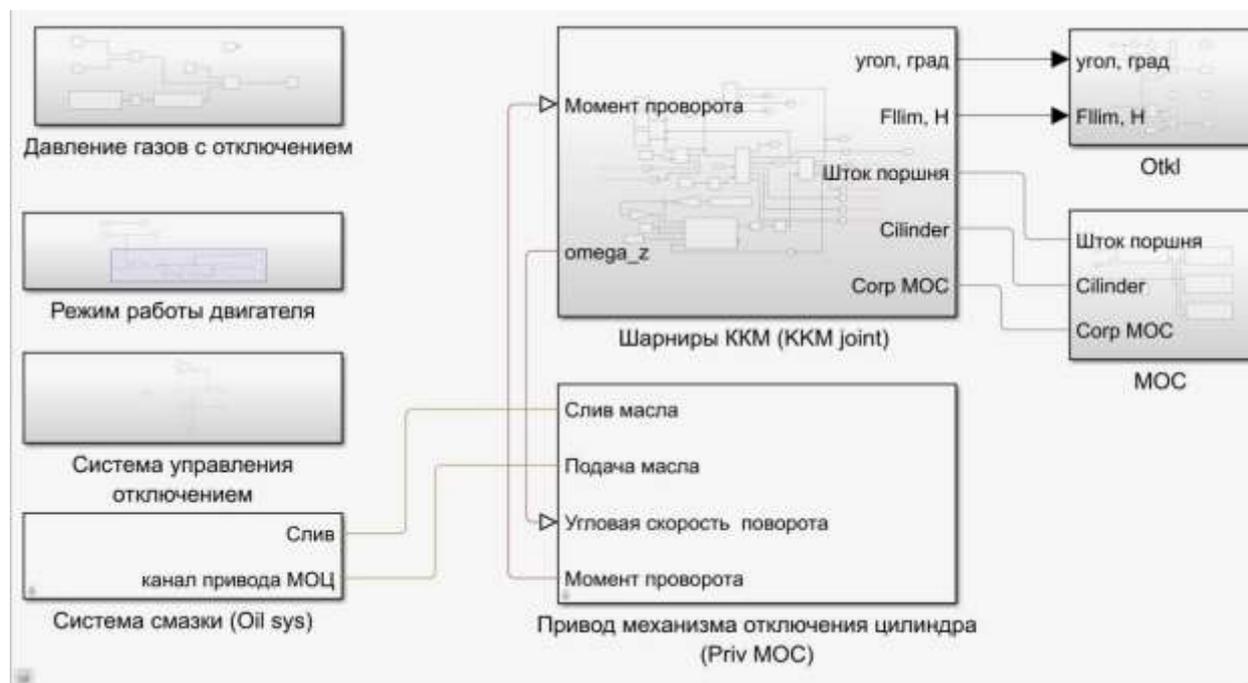


Рис. 2. – Системная модель работы механизма отключения цилиндров

Исследование скорости поворота штока при подключении привода механизма отключения цилиндра к системе смазки двигателя [11] показало ограниченные возможности такой схемы питания гидропривода механизма.

Было принято решение менять скорость вращения ротора моментного гидроцилиндра за счет давления на входе при относительно неограниченных возможностях расхода моторного масла. Такое решение требует установки дополнительного масляного насоса, но позволяет оптимизировать управление отключением цилиндров.

Исследования [11] показали, что наличие давления газов в цилиндре двигателя ускоряет процесс отключения. Однако избыточное давление может быть не всегда. В случае остановки поршня предварительно должна быть прекращена подача топлива, в варианте бензинового двигателя отключено зажигание, а возможно и остановлено движение клапанов для данного цилиндра. В этом случае избыточного давления не будет. Поэтому рабочий процесс в двигателе при моделировании отключался заранее.

При моделировании контактного взаимодействия были использованы различные методы. Так разрабатывались собственные модели [12], однако они не отличались высоким быстродействием. В результате была получена модель на основе контактных блоков Simscape Multibody. Для данной модели не известными являются параметры контактного взаимодействия, такие как упругость и демпфирующие свойства материалов. Эти параметры обобщенные зависят как от свойств стали, так и от геометрических размеров деталей. Для определения коэффициента упругости и коэффициента демпфирования проводился эксперимент по идентификации модели с целью определения параметров взаимодействия [13]. Полученные значения были подтверждены с помощью дополнительного эксперимента по идентификации на макетном образце двигателя. Таким образом, полученные параметры контактного взаимодействия для модели можно считать отражающими реальное состояние.

Скорость поворота штока на разных скоростных режимах работы двигателя определялась, исходя из двух отличающихся задач оптимизации. Поясним их суть и принципиальное отличие.

В данном исследовании было принято, что процесс поворота штока начинается в верхней мертвой точке в начале процесса впуска. Влияние

момента начала поворота не исследовалось. Предполагалось, что скорость поворота должна быть минимальна, а следовательно процесс следует начинать как можно раньше.

При мгновенном повороте штока расстояние между фиксирующими пальцами резко увеличивается и становится равным размеру штока по плоскостям среза. То есть расстояние между центрами фиксирующих пальцев должно изменяться как показано на рис. 3.

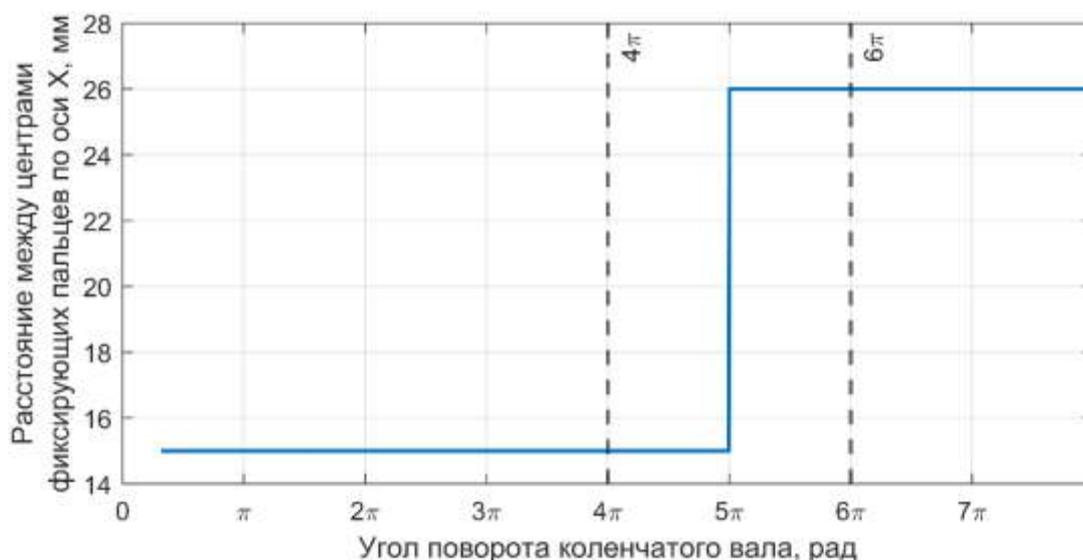


Рис. 3. Оптимальное изменение расстояния между центрами фиксирующих пальцев

Математически задача оптимизации может быть поставлена как

$$\sum (D_{\text{опт}} - D_{\text{sim}})^2 \rightarrow \min \quad (1)$$

где $D_{\text{опт}}$ и D_{sim} – расстояние между центрами фиксирующих пальцев оптимальное и полученное в результат моделирования.

В обоих случаях при оптимизации выход пальцев из зацепления должен происходить при повороте коленчатого вала на 180° , то есть в нижней мёртвой точке. При этом желательно, чтобы поворот штока на 90° осуществлялся за один оборот коленчатого вала двигателя. Это не даст фиксирующим пальцам повторно попасть в пазы штока.

Одновременно 2 условия легче выполнить при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, что соответствует логике управления: на холостом ходу следует выключать из работы избыточные цилиндры.

Условие поворота штока на 90° за один оборот позволяет получить зависимость для его угловой скорости в с^{-1}

$$\omega_{\text{опт}} = \frac{\pi n}{240}, \quad (2)$$

где n – частота вращения коленчатого вала в мин^{-1} .

Таким образом зависимости (1) и (2) отражают разные критерии оптимизации. Будем считать угловую скорость штока, полученную по выражению (2) теоретической, а полученную на основе вычислительного оптимизационного эксперимента – экспериментальной.

Оптимизационные эксперименты проводились при изменении частоты вращения коленчатого вала в диапазоне от 800 мин^{-1} до 3000 мин^{-1} .

При этом при полученных 2 методами угловых скоростях штока выполнялось имитационное моделирование отключения цилиндра и сравнивались результаты.

Результаты и обсуждение

В результате теоретических и проведенных на основе имитационно-го эксперимента исследований получены 2 зависимости изменения скорости поворота штока от частоты вращения коленчатого вала (рис. 4).

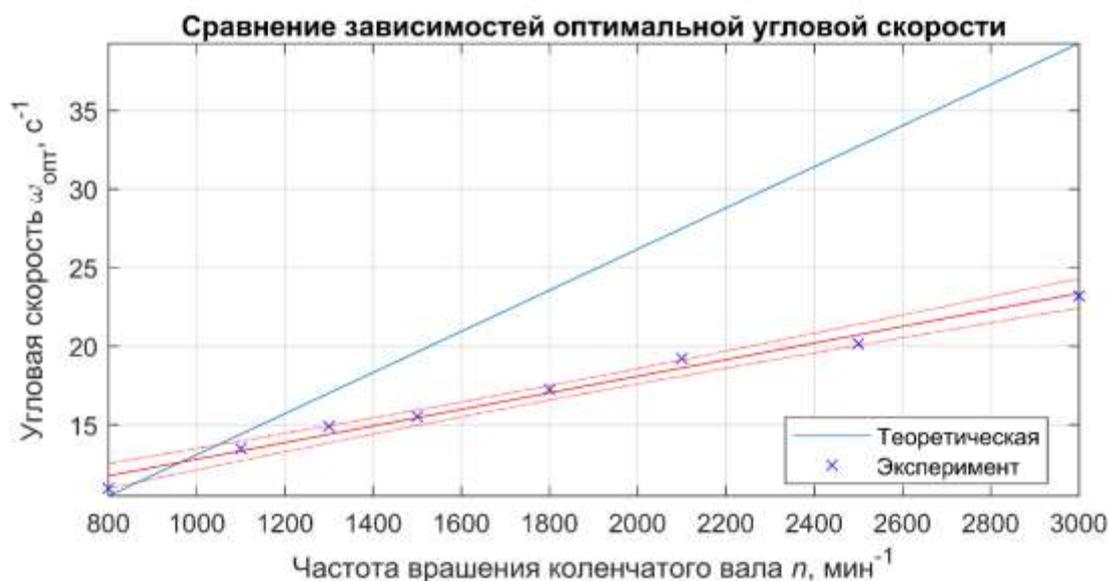


Рис. 4. Зависимости изменения скорости поворота штока от частоты вращения коленчатого вала

Зависимость, полученная на основе экспериментальных данных, достаточно хорошо аппроксимируется линейной функцией

$$\omega_{\text{отт}} = 7,5693 + 5,2446 \cdot 10^{-3} n \quad (3)$$

со значимыми коэффициентами уравнения (табл. 1) и высоким коэффициентом детерминации.

Таблица 1

Результаты статистической обработки при подборе уравнения регрессии (3)

Показатель	Подобранное значение	Сумма квадратов отклонений (<i>SE</i>)	Критерий Стьюдента (<i>tStat</i>)	Уровень значимости (<i>p-value</i>)
k_0	7,5693	0,54794	13,814	$8,9544 \cdot 10^{-06}$
k_1	0,0052446	0,00028934	18,126	$1,8148 \cdot 10^{-06}$

Количество наблюдений (Number of observations): 8

Число степеней свободы ошибок (Error degrees of freedom): 6

Среднеквадратичная ошибка (Root Mean Squared Error): 0,567

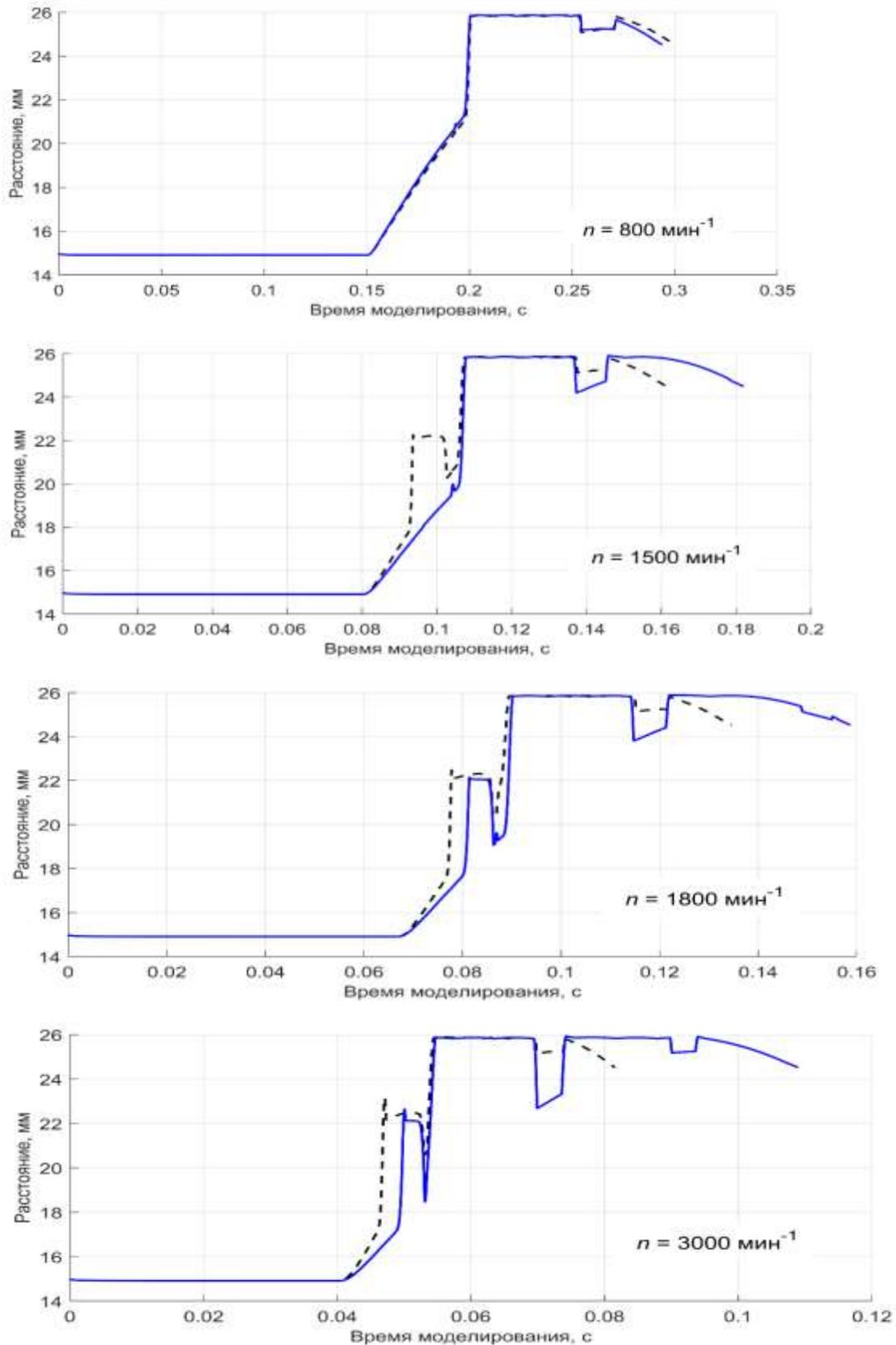
Коэффициент детерминации R^2 : 0,982

Скорректированный коэффициент детерминации (Adjusted) $R_{\text{кор}}^2$: 0,979

Критерий Фишера (*F*-statistic vs. constant model) $F_{\text{расч}}$: 329

Уровень значимости (*p-value*): $1,8148 \cdot 10^{-06}$

Анализ результатов моделирования, показанных на рис. 5, показывает, что при небольшой частоте вращения коленчатого вала до 1500 мин⁻¹ угловая скорость, полученная оптимизацией на основе численного эксперимента, более предпочтительна, так как расстояние между пальцами плавно увеличивается и при движении поршня вверх вход в пазы осуществляется на заключительной стадии поворота штока. Перемещение каждого пальца не превышает 1 мм, то есть осуществляется плавное прокатывание по кромке паза. Это не должно приводить к высоким динамическим нагрузкам. Для теоретической угловой скорости выход из фиксирующих пазов происходит несколько раньше под действием сил инерции, после чего осуществляется возврат в фиксирующий паз и при движении к ВМТ и при дальнейшем движении к НМТ. Хотя величина перемещения и не значительна, на графике присутствуют элементы, свидетельствующие об отрыве роликов от поверхности штока. Это может вызывать как небольшие удары, приводящие к деформации поверхности, так и служить источником шума в двигателе.



----- — теоретическая ω_{opt} , ————— — экспериментальная ω_{opt}

Рис. 1. Расстояние между центрами фиксирующих пальцев при угловых скоростях поворота штока, полученных при разных критериях оптимизации

При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала ситуация меняется и на первый взгляд требует более высокой скорости, как в случае теоретической оптимизации.

Результаты показывают, что оптимизация только угловой скорости поворота штока дает результат близкий к желаемому. Возможно более рациональным было бы увеличение угловой скорости штока и оптимизация момента включения в работу моментного гидроцилиндра механизма отключения. Однако, даже такой результат позволил снизить ударные нагрузки в узле блокировки штока.

Как видно из рис. 6, контактные усилия, возникающие между пальцами и поверхностью штока в момент отключения цилиндра, могут превышать максимальные значения, соответствующие штатной работе, в несколько раз. Для оптимизированной угловой скорости на основе численного эксперимента такое явление не наблюдалось, хотя динамические нагрузки и присутствуют. Очевидно, зависимость (3) с этой точки зрения является предпочтительной при регулировании процесса отключения цилиндров.

Следует отметить, что некоторые достаточно высокие всплески на графиках рис. 6 могут быть связаны с дискретностью и точностью численных методов, используемых при решении систем уравнений, и там, где они не носят системный характер и не влияют на общий характер зависимостей, могут не учитываться при анализе. Однако, когда силы растут, возможно с несколькими отличающимися амплитудами, на обоих фиксирующих пальцах, то это свидетельствует о динамичности нагрузки. Как видно из графиков, в большей степени страдает верхняя поверхность пазов штока. Это свидетельствует о необходимости дальнейшего поиска решений для снижения динамических нагрузок в узле блокировки штока.

Заключение

Проведенные исследования позволили определить 2 зависимости для выбора скорости поворота штока на основе решения задач оптимизации.

Полученные закономерности позволяют получить рациональные условия работы механизма и снизить динамическую нагрузку в узле блокировки штока.

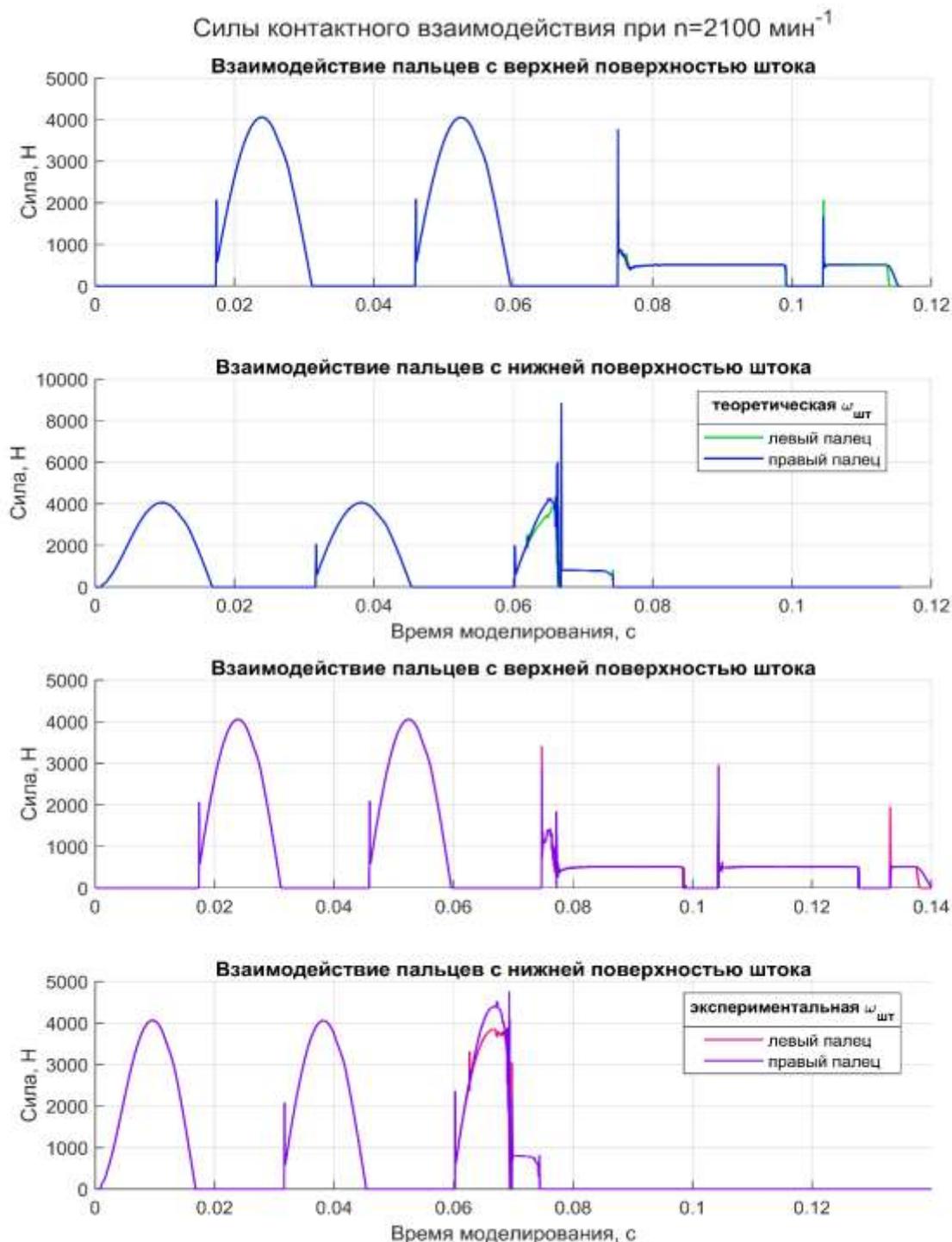


Рис. 2. Силы взаимодействия фиксирующих пальцев с поверхностями штока для теоретически оптимизированной угловой скорости и на основе численного эксперимента

Для полученной оптимизацией скорости поворота штока возникающие силы не превышают сил от динамических нагрузок при обычной работе цилиндра. Таким образом, цель, поставленная в работе, на данном этапе достигнута.

Полученные результаты позволяют сделать процесс отключения цилиндров управляемым, использовать результаты при разработке систем управления и наметить перспективы дальнейшего совершенствования процесса в направлении снижения динамических нагрузок и повышения надежности и долговечности двигателя.

Список источников

1. Повышение эксплуатационной топливной экономичности газового двигателя, регулируемого на режимах малых нагрузок отключением части цилиндров / В.А. Марков, Н.Н. Патрахальцев, Ф.Б. Барченко, Ш.Р. Лотфуллин // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 2. – С. 3–7. – EDN ZRVZDU.
2. Дойнов, А.В. Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя, обладающего возможностью отключения цилиндров / А.В. Дойнов, Г.И. Косенко, С.В. Харитонов // Двигателестроение. – 2023. – № 3(293). – С. 44-50. — DOI 10.18698/jec.2023.3.44-50. – EDN LTNHDM.
3. Гайсин, Э. М. Базовая характеристика управления топливopодачей тракторного дизеля, оснащенного системой пропуска подач топлива / Э.М. Гайсин // Тракторы и сельхозмашины. – 2020. – № 2. – С. 21-25. – DOI 10.31992/0321-4443-2020-2-21-25. – EDN DMMHDP.
4. Исследование экологических качеств дизельного двигателя и его экономичности при отключении части цилиндров в режимах малых нагрузок / А.В. Гриценко, К.В. Глемба, А.А. Петелин [и др.] // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 4(44). – С. 46–64. – DOI 10.20291/2079-0392-2019-4-46-64. – EDN JZUNIV.
5. Fridrichová, K. Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation / K. Fridrichová, L. Drápal, J. Vopařil, J. Dluhoš // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2021. – Vol. 146. – P. 111196. – DOI 10.1016/j.rser.2021.111196.
6. Fridrichová, K. Comparative study of engine dynamics for rolling and selective cylinder deactivation / K. Fridrichová, L. Drápal, P. Raffai, M. Böhm // Energy. – 2024. – Vol. 303. – P. 131946. – DOI 10.1016/j.energy.2024.131946.

7. Impact of cylinder deactivation on fuel efficiency in off-road heavy-duty diesel engines during high engine speed operation / R. Kakani et al. // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 257. – P. 124333. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2024.124333.
8. Impact of Cylinder Deactivation Strategies on Three-way Catalyst Performance in High Efficiency Low Emissions Engines / G. Brinklow et al. // *Chemical Engineering Journal Advances*. – 2023 – Vol. 14. – P. 100481. – DOI 10.1016/j.cej.2023.100481.
9. Химченко, А. В. Снижение неравномерности крутящего момента двигателя с отключением цилиндров на режимах частичного нагружения / А. В. Химченко, Д. Г. Мишин, А. В. Бузов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2013. – № 1. – С. 46–51. – EDN TMLGKL.
10. Патент № 2794018 С1 Российская Федерация, МПК F01B 9/02, F02B 75/32. Бесшатунный двигатель с кривошипно-кулисным механизмом : № 2022126033 : заявл. 05.10.2022 : опубл. 11.04.2023 / Н.И. Мищенко, А.В. Химченко, Т.Н. Колесникова [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I. – EDN FZUQEA.
11. Химченко, А.В. Предварительная оценка возможности использования системы смазки серийного двигателя для питания гидропривода механизма останова поршня / А. В. Химченко [и др.] // *Вести Автомобильно-дорожного института*. – 2021. – 1(36). – С. 15-26. – EDN QORRPS.
12. Химченко, А.В. Подходы к имитационному моделированию взаимодействия элементов фиксирующего механизма / А.В. Химченко [и др.] // *Вести Автомобильно-дорожного института*. – 2020. – № 2(33). – С. 9-18. – EDN PBLZLW.
13. Определение параметров контактного взаимодействия деталей механизма с использованием методов идентификации модели / А. В. Химченко, В. И. Оробинский, Н. И. Мищенко [и др.] // *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. – 2023. – Т. 16, № 1(76). – С. 80-89. – DOI 10.53914/issn2071-2243_2023_1_80. – EDN MYRNOX.

References

1. Markov V. A., Patrakhaltsev N. N., Barchenko F. B., Lotfullin SH. R. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2019, no. 2, pp. 3-7.
2. Doynov A.V., Kosenko G.I., Kharitonov S.V. *Dvigatelistroyeniye*, 2023, no. 3(293), pp. 44-50.
3. Gaysin E.M. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2020, no. 2, pp. 21-25.
4. Gritsenko A.V., Glemba K.V., Petelin A.A., Kozhanov V.N., Karpenko A.G., Rudnev V.V. *Vestnik Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2019, no. 4(44), pp. 46-64.

5. Fridrichová K., Drápal L., Vopařil J., Dluhoš J. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, vol. 146, pp. 111196.
6. Fridrichová K., Drápal L., Raffai P., Böhm M. *Energy*, 2024, vol. 303, pp. 131946.
7. Kakani R. et al. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 257, pp. 124333.
8. Brinklow G. et al. *Chemical Engineering Journal Advances*, 2023, vol. 14, pp. 100481.
9. Khimchenko A.V., Mishin D. G., Buzov A.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2013, no. 1, pp. 46-51.
10. Mishchenko N.I., Khimchenko A.V., Kolesnikova T.N., Suprun V.L., Yurchenko YU.V. Patent RU No. 2794018 C1, 05.10.2022.
11. Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Dryuchin D.A., Mamontov V.R., Savchuk O.V. *Vesti Avtomobil'no-dorozhnogo instituta*, 2021, no. 1(36), pp. 15-26.
12. Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Kovalenko V.V., Gladkoskok P.P. *Vesti Avtomobil'no-dorozhnogo instituta*, 2020, no. 2(33), pp. 9-18.
13. Khimchenko A.V., Orobinsky V.I., Mishchenko N.I., Petrov A.I., Volkov S.E. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2023, vol. 16, no. 1(76), pp. 80-89.

Рецензент: Г.Г. Тер-Мкртчян, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Химченко Аркадий Васильевич, канд. техн. наук, доц., Воронежский ГАУ.

Мищенко Николай Иванович, д-р техн. наук, проф., ДонНТУ.

Колесникова Татьяна Николаевна, канд. техн. наук, доц., ДонНТУ.

Information about the authors

Khimchenko Arkady V., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, Voronezh SAU.

Mishchenko Nikolay I., Doctor of Sciences (Technical), professor, DonNTU.

Kolesnikova Tat'yana N., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, DonNTU.

Статья поступила в редакцию 15.02.2025; одобрена после рецензирования 26.03.2025; принята к публикации 28.03.2025.

The article was submitted 15.02.2025; approved after reviewing 26.03.2025; accepted for publication 28.03.2025.