

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 621.432

DOI: 10.46960/1816-210X_2021_2_60

МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТНОГО АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЯ

Д.А. БутинORCID: 0000-0002-3303-6312 e-mail: danila.butin@nntu.ruНижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
*Нижний Новгород, Россия***С.А. Сергиевский**ORCID: 0000-0003-4944-4254 e-mail: s.sergievskiy@nntu.ruНижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, Россия

Представлена имитационная твердотельная модель поршневого двигателя внутреннего сгорания, созданная для расчета неуравновешенных сил и моментов в режимах частичных и полных нагрузок на всем диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала. Модель реализована в программном пакете *MSC ADAMS View*. Она учитывает кинематику кривошипно-шатунного механизма, массовые и инерционные характеристики подвижных деталей, действие газовых сил на поршень и головку блока, силу трения в цилиндропоршневой группе, а также нагрузку тормозным моментом. Индикаторная диаграмма принималась от аналогичного двигателя. Для моделирования работы на частичных нагрузках с индикаторной диаграммой проводились математические пересчеты с использованием коэффициентов наполнения воздухом и дросселирования. Тормозной момент реализован ПИ-регулятором для поддержания заданного режима и учета непостоянства скорости вращения коленчатого вала. Рассматриваемая модель не учитывает зазоры в ЦПГ, а также вибрации от деталей газораспределительного механизма. Неуравновешенные силы оцениваются по реакциям закрепления двигателя. Для дальнейшего анализа и обработки результаты расчета из временной области преобразовывались в частотную методом быстрого преобразования Фурье.

Ключевые слова: неуравновешенные силы, неуравновешенные моменты, равномерность крутящего момента, двигатель внутреннего сгорания, поршневой двигатель, имитационная модель.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Бутин, Д.А. Модель динамического воздействия поршневого двигателя внутреннего сгорания / Д.А. Бутин, С.А. Сергиевский // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. №2. С. 60-67.
DOI: 10.46960/1816-210X_2021_2_60

DYNAMIC IMPACT MODEL OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR DESIGN ANALYSIS OF VEHICLE VIBRATION

D.A. ButinORCID: 0000-0002-3303-6312 e-mail: danila.butin@nntu.ruNizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev
Nizhny Novgorod, Russia

S.A. Sergievsky

ORCID: 0000-0003-4944-4254 e-mail: s.sergievskiy@nntu.ru

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. Simulation solid-state model of reciprocating internal combustion engine is presented, designed to calculate unbalanced forces and torques in partial and full load modes at the entire range of operating speeds of the crankshaft. The model is implemented in *MSC ADAMS View* software package. It takes into account the kinematics of crank mechanism, mass and inertia characteristics of moving parts, action of gas forces on piston and block head, friction force in cylinder-piston group, as well as the load of braking torque. An indicator diagram was taken from a similar engine. To simulate partial load operation with an indicator diagram, mathematical calculations were performed using the air filling and throttling coefficients. Braking torque is implemented by a PI-controller to maintain the set mode and to take into account the variability of crankshaft rotation speed. The model under consideration does not take into account the gaps in cylinder-piston group (CPG), as well as vibrations from parts of the gas distribution mechanism. Unbalanced forces are evaluated by engine fixation reactions. For further analysis and processing, the calculation results were converted from time domain to frequency domain by the fast Fourier transformation method.

Key words: unbalanced forces, unbalanced moments, uniform torque, internal combustion engine, piston engine, simulation model.

FOR CITATION: Butin D.A., Sergievskiy S.A. Dynamic impact model of reciprocating internal combustion engine for design analysis of vehicle vibration. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2021. №2. P. 60-67.

DOI: 10.46960/1816-210X_2021_2_60

I. Введение

Поршневой бензиновый двигатель остается основным источником энергии в сегменте легких коммерческих автомобилей. Кроме полезной работы, двигатели внутреннего сгорания создают экологическое загрязнение как в виде выбросов отработавших газов, так и в виде шумового и вибрационного загрязнения окружающей среды. Неуравновешенные силы и моменты являются основным источником шума и вибраций, оказывая негативное воздействие на водителя и пассажиров. Снижение шума выступает одной из главных задач современных производителей автомобилей, решаемой путем построения сложных моделей и многоэтапных расчетов [1,2]. В теории динамики двигателей основным источником неуравновешенных сил являются силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого и второго порядка и центробежная сила вращающихся неуравновешенных масс, также оценивается неравномерность крутящего момента. Но при работе двигателя с нагрузкой в виде трансмиссии его динамика несколько сложнее упрощенной теоретической модели. Неуравновешенными силами двигателя также выступают боковые силы, действующие в контакте поршня и стенки цилиндра, газовая сила, действующая на головку блока и не компенсирующаяся силой действующей на дно поршня. Крутящий момент на маховике двигателя непостоянен, и это вызывает колебания скорости вращения коленчатого вала, способствуя дополнительным вибрациям.

II. Объект и предмет исследования

Статья посвящена имитационной модели для исследования неуравновешенных сил и моментов двигателя поршневого двигателя, позволяющей проводить исследования вибраций при стационарных режимах работы. *Объектом исследования* является бензиновый поршневой четырехцилиндровый четырехтактный двигатель внутреннего сгорания *УМЗ Evotech 3.0*, работающий в составе с навесным оборудованием и коробкой передач. Цель создания модели – расчет неуравновешенных сил и моментов двигателя с учетом кинематики кривошипно-шатунного механизма, массо-инерционных характеристик деталей, действия газовых сил на поршни и головку блока цилиндров, влияния боковой силы от поршня на

стенку цилиндра, неравномерности крутящего момента и скорости вращения коленчатого вала.

II. Расчеты

Расчет неуравновешенных сил и моментов двигателя проводился при помощи имитационной динамической модели, разработанной в программном пакете *MSC ADAMS View*. Модель приводится в движение газовыми силами, поэтому позволяет исследовать неуравновешенные силы и моменты с учетом колебаний крутящего момента и скорости вращения. В модели двигателя нет виброопор, анализ неуравновешенных сил производился по реакциям жесткого закрепления, которое располагается в центре тяжести (рис. 1). Адекватность массовых и инерционных характеристик модели обеспечиваются точным расчетом по твердотельным моделям.

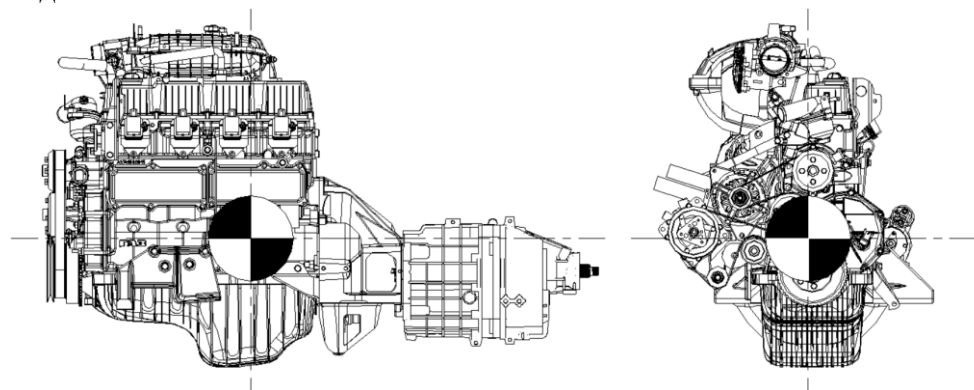


Рис. 1. Схема расположения ЦТ ДВС с навесным оборудованием и КПП

Fig. 1. Layout drawing of CG-ICE (Center-of-Gravity-of-Internal-Combustion-Engine) with attachments and gearbox

Модель двигателя состоит из 11 неупругих тел: блока, четырех поршней и шатунов, коленчатого вала и маховика. В кинематике кривошипно-шатунного механизма используются одноподвижные и двух подвижные цилиндрические шарниры.

От модели двигателя не требуется повышенной точности в результатах крутящего момента или в термодинамических циклах, поэтому использовался упрощенный способ моделирования газовых сил. Газовые силы рассчитывались по графику индикаторного давления в цилиндре. Индикаторное давление можно рассчитать по теории двигателей внутреннего сгорания, либо измерить на действующем двигателе, но в модели использовалась зависимость индикаторного давления в цилиндре от аналогичного бензинового двигателя [3]. Для моделирования работы двигателя при частичных нагрузках использовались два графика давления от поворота коленчатого вала (рис. 2). Первый график давления соответствует циклу без зажигания. Второй график давления отображает изменению давления в цилиндре при включенном зажигании. Сумма графиков соответствует индикаторной диаграмме в цилиндре. Аналогичный способ моделирования индикаторной диаграммы двигателя на частичных нагрузках описывается в [4].

Данный подход не учитывает большое количество факторов, присутствующих в действительном цикле: дросселирование, изменение продолжительности фаз горения и т.п. Но он позволяет исследовать вибрации двигателя при частичных характеристиках, без излишнего усложнения модели. Формула (1) для расчета суммарной индикаторной диаграммы с учетом коэффициентов наполнения и дроссельной заслонки.

$$\sum P_i = P_i^{\text{прокрутки}} + (\mu_V \cdot T \cdot P_i^{\text{зажигания}}), \quad (1)$$

где $\sum p_i$ – индикаторное давление в цилиндре, МПа; $p_i^{\text{прокрутки}}$ – индикаторное давление в цилиндре при прокрутке двигателя без зажигания, МПа; $p_i^{\text{зажигания}}$ – добавочное давление в цилиндре при зажигании, МПа; T – открытость дроссельной заслонки дроссельной заслонки, %; μv – коэффициент наполнения цилиндра.

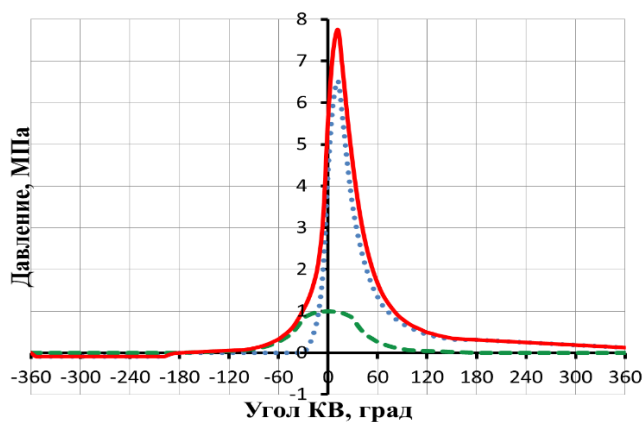


Рис. 2. Графики давлений в цилиндре от поворота коленчатого вала

— суммарное давление при зажигании;
 - - - прокрутка без зажигания;
 давление от зажигания

Fig. 2. Graphs of pressures in the cylinder due to crankshaft rotation

— total ignition pressure;
 - - - idling without ignition;
 ignition pressure

Для учета наполнения цилиндров от скорости вращения коленчатого вала используется зависимость (рис. 3). Открытость дроссельной заслонки учитывается в формуле индикаторного давления коэффициентом дроссельной заслонки.

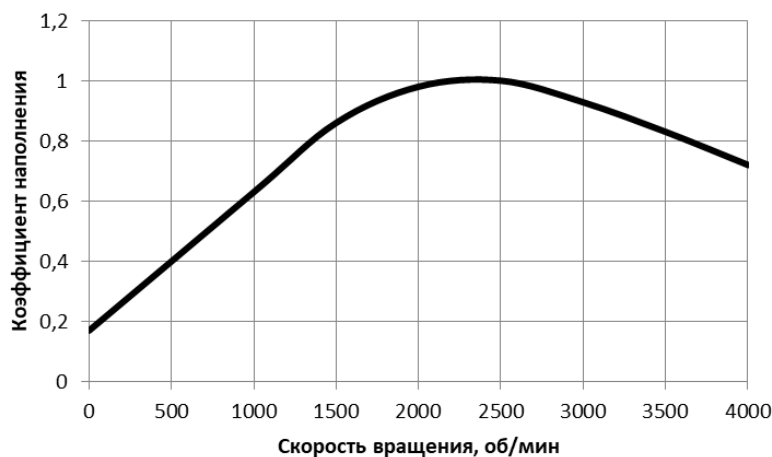


Рис. 3. Зависимость коэффициента индикаторного давления от скорости вращения КВ

Fig. 3. Dependence of indicator pressure coefficient on the crankshaft rotation speed

Газовые силы, действующие на поршень и головку блока, рассчитываются из суммарной индикаторной диаграммы и площади дна поршня. Действие газовых сил на стенку цилиндра не учитывалось, поскольку оно полностью компенсируется и не оказывает влияния на результаты исследования неуравновешенных сил и моментов в данной модели. Также не учитывались источники шума: перекладка поршня, газораспределительный механизм, при-

вод газораспределительного механизма, масляный насос, подшипники в коробке передач, контакт зубьев шестерен и т.п.

В модели учтена сила трения в ЦПГ и преднатяг между поршневыми кольцами и цилиндром. На рис. 4. изображена схема действия силы трения, направленная противоположно движению поршня. У компрессионных колец сложная эпюра распределения давления на стенку цилиндра. В данной модели газовая сила моделировалась силой, приложенной к поршню и головке блока, поэтому преднатяг кольца используется для учета в модели механических потерь, а эпюра распределения давлений никак не влияет. Кроме преднатяга, на поршень действует боковая сила, являющаяся реакцией от шатуна. Коэффициент трения между цилиндром и поршнем в модели принят 0,05 в соответствии со справочной информацией.

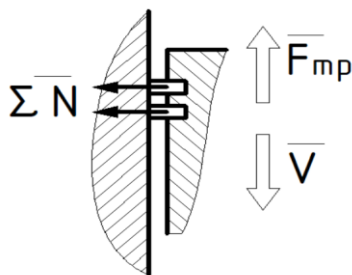


Рис. 4. Сила трения в ЦПГ

Fig. 4. Friction force in CPG

Для моделирования нагрузки используется тормозной момент. Момент прикладывается к маховику и управляется пропорционально-интегральным регулятором. ПИ-регулятор служит для поддержания заданной скорости вращения коленчатого вала, допуская неравномерность вращения, схожую с той, что наблюдается при исследованиях работы двигателя, приводящего в движение автомобиль. Коэффициенты регулятора подбирались итерационно для устойчивой работы двигателя на всех режимах, а также по неравномерности скорости вращения, соответствующей результатам исследования реального двигателя. Неравномерность скорости вращения коленчатого вала вызвана непостоянством газовых сил, а также постоянно изменяющимся плечом действия силы. Для ее уменьшения увеличивают количество цилиндров и увеличивают момент инерции маховика. Для снижения влияния неравномерности скорости, передающейся в трансмиссию, используют специальные механизм – двухмассовый маховик. Он компенсирует неравномерность скорости вращения и крутящего момента двигателя. За счет этого уменьшаются амплитуда неуравновешенных сил от опрокидывающего момента, передающегося через опоры двигателя на кузов автомобиля.

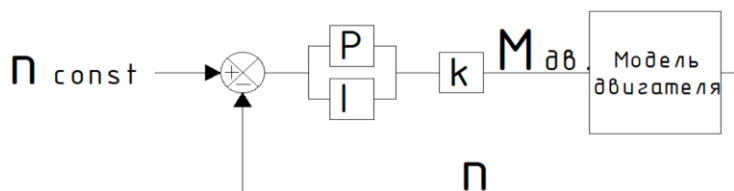


Рис. 5. Схема ПИ регулятора оборотов

n – скорость вращения КВ, об/мин; n_{const} – установочная скорость вращения КВ, об/мин;
 P – коэффициент пропорционального регулятора; I – коэффициент интегрального регулятора;
 k – коэффициент усиления регулятора; $M_{об}$ – тормозной момент, Нм

Fig. 5. Layout of PI-controller of rotation

n – crankshaft rotation speed, rpm; n_{const} – set crankshaft rotation speed, rpm;
 P – coefficient of proportional regulator; I – coefficient of integral regulator;
 k – gain coefficient of regulator; $M_{об}$ – braking torque, Nm

Для примера работы модели представлены результаты расчета работы двигателя на установившемся режиме. Нарастание давлений в цилиндрах соответствует чередованию зажигания исследуемого двигателя. На рис. 6 представлено изменение давлений в цилиндрах от времени.

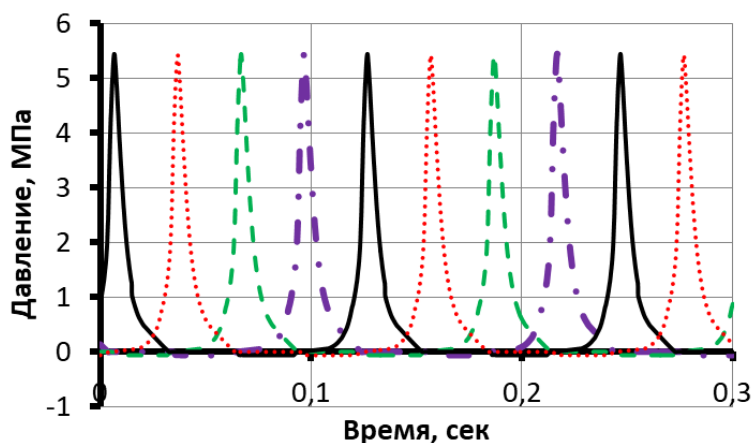


Рис. 6. Диаграмма зависимости давления в каждом цилиндре от угла поворота коленчатого вала

..... 1-й цилиндр; ————— 2-й цилиндр;
 - - - - - 3-й цилиндр; - . - . - 4-й цилиндр

Fig. 6. Dependence diagram of pressure in each cylinder from angle of rotation of the crankshaft от угла поворота коленчатого вала

..... 1 cylinder; ————— 2 cylinder;
 - - - - - 3 cylinder; - . - . - 4 cylinder

Опрокидывающий момент двигателя является крутящим моментом двигателя, но с противоположенным знаком. Этот момент действует в плоскости перпендикулярной оси вращения коленчатого вала. Непостоянное давление в цилиндрах и изменение кинематики кривошипно-шатунного механизма являются причиной непостоянства крутящего момента и скорости вращения коленчатого вала. Непостоянство опрокидывающего момента вызывает вибрации двигателя. Также непостоянство крутящего момента сказывается на скорости вращения коленчатого вала и трансмиссии. Непостоянство вращения трансмиссии вызывают дополнительные вибрации, передающиеся от трансмиссии на кузов автомобиля, но и продольные вибрации, вызванные непостоянством скорости вращения ведущих колес. Поэтому при анализе вибраций двигателя необходимо учитывать особенность нагрузки двигателя. На рис. 7 представлен график скорости вращения коленчатого вала.

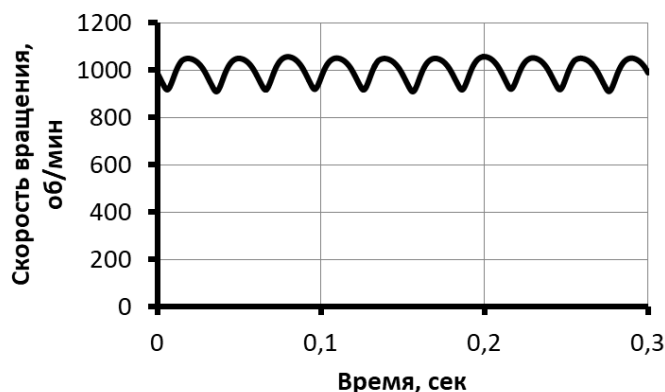


Рис. 7. Скорость вращения КВ

Fig. 7. Crankshaft rotation speed engine torque

На данном режиме работы неравномерность скорости вращения коленчатого вала составляют 15 %. Это соответствует [5]: у исправного двигателя неравномерность вращения не превышают 10-15 %. Следовательно, модель двигателя адекватна, а коэффициенты в ПИ-регуляторе тормозного момента выбраны правильно. График крутящего момента представлен на рис. 8. Неравномерность крутящего момента модели двигателя на выбранном режиме составляет 6,66 %.

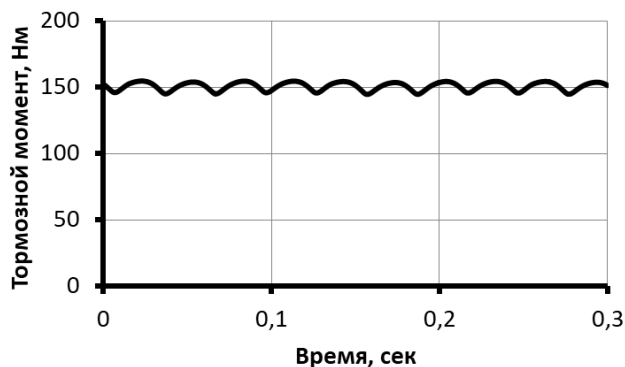


Рис. 8. Крутящий момент двигателя

Fig. 8. Engine torque

График реакции в опоре закрепления двигателя по вертикальной оси представлен на рис. 9. Амплитуда колебаний реакции опоры составляет 1 100 Н; эта неуравновешенная сила передается через виброопоры на кузов автомобиля и вызывает его вибрацию.

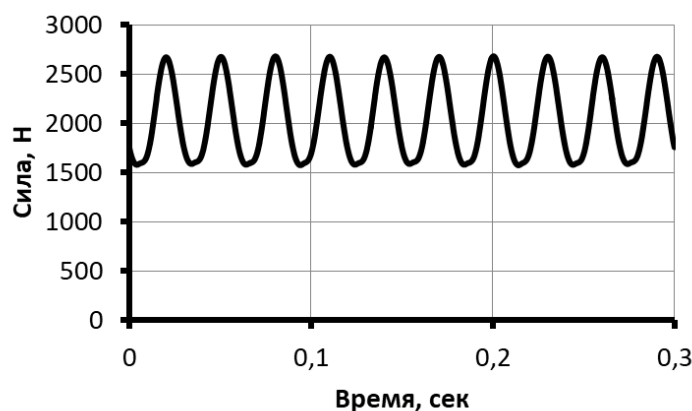


Рис. 9. Реакция опоры закрепления двигателя по вертикальной оси

Fig. 9. Engine fixation support reaction as per the vertical axis

Для преобразования результатов расчета из временной области в частотную, для дальнейшего анализа и обработки использовался модуль *Fast Fourier transform* (FFT) в подпрограмме *ADAMS Post Processor*. Результат исследований вибраций в виде АЧХ и ФЧХ удобен при последующих этапах расчета и анализа вибраций автомобиля.

Выводы

Разработана имитационная модель поршневого четырехцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, учитывающая кинематику КШМ, массоинерционные характеристики подвижных деталей, газовые и термодинамические процессы, особенности нагрузки и механические потери на трении. Газовая сила, действующая на дно поршня и го-

ловку цилиндра, зависит от скорости вращения коленчатого вала и степени открытости дроссельной заслонки. Сила трения учитывается в цилиндропоршневой группе и при сопротивлении вращению в коренных и шатунных шейках. Модель разработана в программном пакете *MSC ADAMS View*. Тормозной момент двигателя управляется с помощью ПИ-регулятора. Модель позволяет рассчитывать неуравновешенные силы двигателя по всем шести степеням свободы относительно точки закрепления. Не учитываются зазоры между цилиндрами и поршнями, поскольку они считаются дополнительными источниками шума и вибраций, их учет планируется при последующих доработках модели. Анализ результатов расчета по неравномерности крутящего момента и скорости вращения коленчатого вала показал адекватную работу двигателя на всех режимах работы.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда автомобилей «ГАЗель Next» с новой электронной архитектурой электронных систем» по Соглашению № 075-11-2019-027 от 29.11.2019 (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 года № 218).

Библиографический список

1. **Андреев, С.С.** Математическая модель вибраций двигателя внутреннего сгорания / С.С. Андреев, Ю.В. Мягков, В.В. Курицын // Известия ТулГУ. Технические науки. 2016. №11-2.
2. **Яманин, А.И.** Исследование вибродинамических характеристик двигателей с отключаемыми цилиндрами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. № 2. С. 26-34, doi: 10.18698/0536-1044-2020-2-26-34.
3. **Уханов, Д.А.** Результаты моторных исследований двигателя умз- с биметаллизированными гильзами цилиндров / Д.А. Уханов, И.Р. Салахутдинов, А.Л. Хохлов // Технические науки. С. 66-70.
4. **Cesare Palestini** Engine crankshaft torsional vibration analysis for anomalies detection [Электронный ресурс] // Режим доступа: https://aaltodoc.aalto.fi/bitstream/handle/123456789/32444/master_Palestini_Cesare_2018.pdf?sequence=1 (дата обращения 01.02.2021).
5. **Жеглов, В.Н.** Влияние различных факторов на достоверность диагностирования ДВС по неравномерности вращения коленчатого вала / В.Н. Жеглов, О.Е. Уласевич, А.М. Кудрявцев // Портал научно-практических публикаций [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://portalnp.ru/2015/09/8948> (дата обращения: 11.09.2020).

**Дата поступления
в редакцию: 19.01.2021**