

# Энергетика и электротехника

УДК 621.432

doi: 10.18698/0536-1044-2023-4-55-61

## Динамический расчет напряженно-деформированного состояния коленчатого вала

**А.И. Яманин**

Ярославский государственный технический университет

## Dynamic calculation of the crankshaft stress-strain state

**A.I. Yamanin**

Yaroslavl State Technical University

Обосновано применение метода конечных элементов в явной формулировке (Explicit) для динамического расчета напряженно-деформированного состояния полноразмерного коленчатого вала, представленного неразрезной моделью, с учетом контактного взаимодействия с опорами и быстропеременного характера нагружения. Описана процедура подготовки и наложения соответствующих силовых граничных условий. Предложенный способ расчета позволяет одновременно определить мгновенные значения напряжений, обусловленных набегающими крутящими моментами, и дополнительных напряжений, вызываемых крутильными, продольными и изгибными колебаниями.

**Ключевые слова:** коленчатый вал, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, Explicit, эквивалентные напряжения

The paper describes application of the finite element method in the explicit formulation (Explicit) for dynamic calculation of the stress-strain state of the full-size crankshaft represented by a continuous model taking into account contact interaction with the supports and the rapidly varying nature of the loading. The procedure for preparing and imposing the corresponding force boundary conditions is described. The proposed calculation method makes it possible to simultaneously determine the instantaneous values of stresses due to the incoming torques and additional stresses caused by all types of oscillations (torsional, longitudinal and bending).

**Keywords:** crankshaft, stress-strain state, finite element method, Explicit, equivalent stresses

Коленчатый вал (КВ) — одна из самых ответственных деталей поршневого двигателя (далее двигатель), к которым предъявляются повышенные требования по надежности, прочности, металлоемкости и пр. При проектировании и

доводке двигателя выполняют различные расчеты КВ, в том числе его напряженно-деформированного состояния (НДС). Для этого применяют модели, отличающиеся друг от друга информативностью, корректностью, простотой

эксплуатации и т. д., реализуемые в процессе аналитических и численных расчетов.

Широкое распространение получили одномерные стержневые модели, среди которых наиболее известной является так называемая разрезная модель профессора Р.С. Киносашвили [1], используемая в аналитических расчетах. В этой модели принято, что тангенциальная, радиальная и центробежная силы, приложенные к шатунной шейке, воспринимаются только двумя соседними с ней коренными опорами.

Наличие удаленных коренных опор и смежных кривошипов не учитывается, вследствие чего могут возникать погрешности. Попытки расчета КВ с учетом всех его кривошипов приводили к возникновению статической неопределимости, что существенно затрудняло вычисления [2].

Разрезную схему достаточно успешно применяют для расчета полноопорных КВ традиционной конструкции, однако ее использование для неполноопорных КВ неизвестно. Нагрузки на КВ в каждый расчетный момент времени приняты постоянными по значению, поэтому вычисления становятся квазистатическими. Эта модель является одномерной и позволяет определить лишь осредненные по сечениям шеек и щек значения параметров НДС. Наличие концентраторов напряжений учитывают введением различных поправочных коэффициентов [3].

Известны попытки решения задачи о НДС КВ по неразрезной схеме [4] в одномерной постановке. При этом все шейки и щеки вала смоделированы балочными конечными элементами. Возникающая погрешность обусловлена некорректным соотношением продольных и поперечных размеров балок, моделирующих шейки. В некоторых случаях учтены зазоры в коренных опорах [5] и наличие масляного слоя [6]. В связи с одномерной постановкой задачи результаты этих расчетов также являлись осредненными по сечениям.

Известны многочисленные решения рассматриваемой задачи в квазистатической постановке при использовании численных конечно-элементных моделей [7], в том числе с учетом контактного взаимодействия с корпусными деталями. Определяемые параметры НДС становились распределенными по сечениям, однако не учитывался быстропеременный характер нагружения, вследствие чего определяемые напряжения часто бывали заниженными.

Еще одно направление расчета КВ — анализ колебаний, в основном крутильных. В результате таких вычислений (являющихся динамическими) определяют дополнительные напряжения, обусловленные опасными резонансными гармоническими составляющими крутящего момента. Развитие методов расчета крутильных колебаний подробно описано в работе [8], продольных — в статье [9]. Изгибные колебания изучены в меньшей степени [10].

В действительности оба фактора, обуславливающие НДС КВ (набегающие крутящие моменты, тангенциальная и радиальная силы и колебания), присутствуют одновременно.

Помимо переменного характера нагружения на НДС КВ влияют многие факторы, в том числе наличие масляного слоя и жесткость коренных опор. Попытки решения задачи (как в квазистатической постановке, так и в динамической) с учетом большинства сопутствующих факторов привели к созданию узкоспециализированных программных комплексов (например, AVL Excite), основанных на использовании обширного опытного материала, не всегда доступного на ранних стадиях проектирования двигателя.

Еще одним направлением расчетных исследований КВ является анализ их усталостной прочности [11].

Для решения поставленной задачи — расчета НДС КВ с учетом всех видов быстропеременных нагружений и контактного взаимодействия с корпусными деталями — можно использовать метод конечных элементов в явной формулировке (Explicit), реализуемой в среде приложения LS-Dyna (или ANSYS/LS-Dyna). Такой способ решения признан эффективным многими авторами [12].

Особенность нагружения КВ заключается в наличии радиальной  $Z$  и тангенциальной  $T$  составляющих нагрузки, обусловленной суммарной движущей силой, а также центробежной силы  $C$ , приложенных к каждой шатунной шейке. Силы  $Z$  и  $T$  распределены по поверхностям шейки и интенсивно изменяются как по значению, так и по направлению угла поворота КВ (рис. 1), что создает сложность при наложении силовых граничных условий.

При продолжительности рабочего цикла двигателя, составляющей сотые доли секунды, необходимо 5–6 раз изменить направление нагрузки и воспринимающие ее поверхности (см. рис. 1).

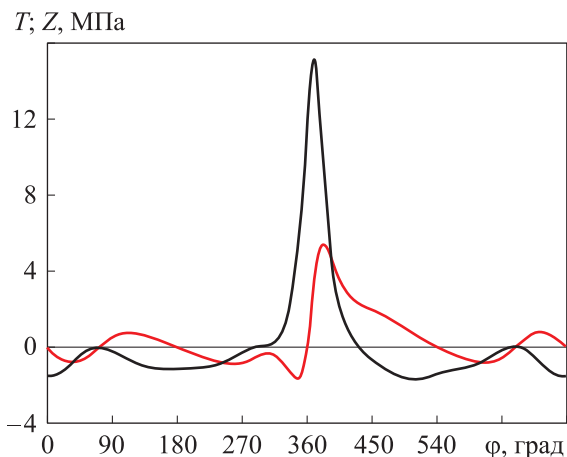


Рис. 1. Зависимости тангенциальной  $T$  (—) и радиальной  $Z$  (—) составляющих нагрузки на кривошип двигателя 4ЧН 9,2/6,6 от угла поворота КВ  $\varphi$

Цель работы — описание способа наложения быстропеременных по значению, направлению и точкам приложения силовых граничных условий при комплексном динамическом расчете НДС КВ в явной постановке метода конечных элементов.

В среде LS-Dyna внешнюю нагрузку, действующую на какую-либо поверхность, следует приложить к находящимся на этой поверхности узлам конечно-элементной модели. В стержневой модели изменение направления нагрузки не вызывает сложности, так как точка ее приложения остается одной и той же (рис. 2). При решении задачи в объемной постановке нагрузки должны быть распределены по воспринимающим их поверхностям.

В связи с этим положительные и отрицательные значения нагрузок должны быть приложены к разным поверхностям. Здесь понятия «положительные» и «отрицательные» нагрузки соответствуют принятому в динамике двигателя внутреннего сгорания положению, что положительные значения силы  $T$  увеличивают (отрицательные — уменьшают) угловую скорость КВ  $\omega$ , положительные значения силы  $Z$  сжимают (отрицательные — растягивают) щеки кривошипа [13].

При разработке твердотельной модели КВ следует предусмотреть разделение поверхности шатунной шейки на фрагменты, которые впоследствии будут воспринимать положительные и отрицательные значения сил  $Z$  и  $T$ . Например, на рис. 3 выделена поверхность, воспринимающая отрицательные значения тангенциальной силы. Неподвижные детали моделиро-

вались в виде коренных подшипников с прилегающими участками корпуса двигателя, с которыми осуществлялось контактное взаимодействие КВ.

В среде LS-Dyna формировались по два массива значений сил  $Z$  и  $T$ . В каждом случае один из этих массивов содержал только положительные значения сил  $Z_p$  (или  $T_p$ ), а другой — только отрицательные значения  $Z_m$  или  $T_m$ .

Исходным материалом служили ранее определенные зависимости этих сил от угла поворота КВ (времени), вычисленные по известным формулам динамики двигателей (см. рис. 1) и отсортированные по следующим условиям:

- если  $Z \geq 0$ , то  $Z_p = Z$ , иначе  $Z_p = 0$ ;
- если  $Z < 0$ , то  $Z_m = Z$ , иначе  $Z_m = 0$ .

К узлам, расположенным на шатунной шейке, одновременно прикладывались и положительное, и отрицательное значение сил  $Z$  и  $T$ , одно из которых в каждый момент времени отличается от нуля. Совокупность значений обоих

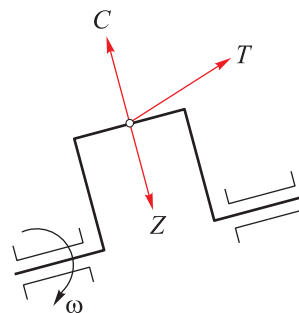


Рис. 2. Схема нагружения кривошипа тангенциальной, радиальной и центробежной силами (стрелкой обозначено направление вращения КВ)

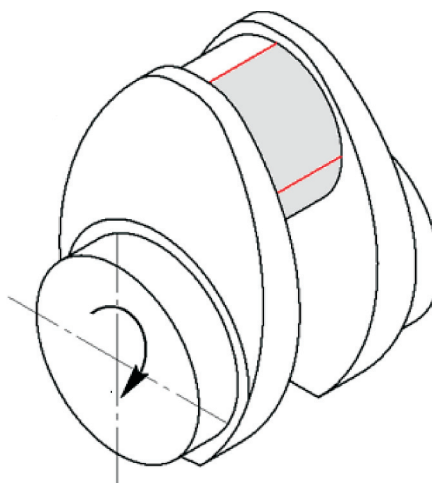


Рис. 3. Модель разделения (выделенного красными линиями) поверхности шатунной шейки кривошипа для приложения распределенных сил  $Z$  и  $T$

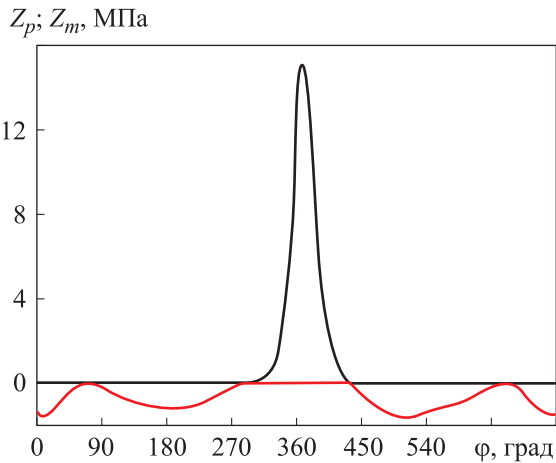


Рис. 4. Закон изменения радиальной силы, формализованный положительными  $Z_p$  (—) и отрицательными  $Z_m$  (—) массивами

массивов для каждой из сил  $Z$  или  $T$ , соответствующих одному и тому же моменту времени, формировала мгновенное нагружение шейки (рис. 4 и 5).

Эффективность предложенного способа расчета проиллюстрирована следующим примером. При статическом расчете КВ первых образцов двигателя 4ЧН 9,2/6,6 выявлено их относительно благоприятное НДС: в области галтелей расчетные эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{экв}} \leq 540$  МПа (рис. 6).

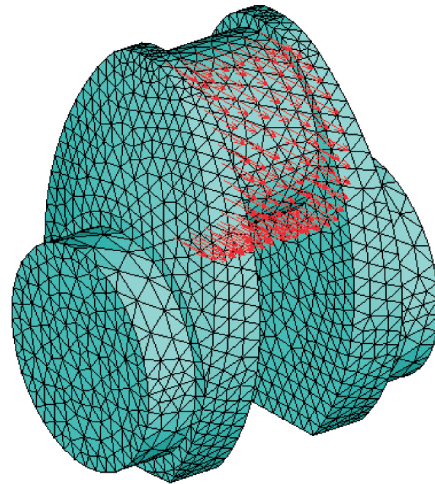


Рис. 5. Модель нагружения поверхности отрицательными значениями тангенциальной силы, полученная в среде ANSYS/LS-Dyna (где положительные и отрицательные значения сил отображены векторами, направленными в сторону положительных значений соответствующей координатной оси)

Расчет крутильных колебаний показал наличие дополнительных напряжений, не превышающих известные предельные значения [14]. При этом даже простое суммирование напряжений, определенных в статическом расчете и расчете крутильных колебаний, не приводило к получению их опасных значений, сопостави-

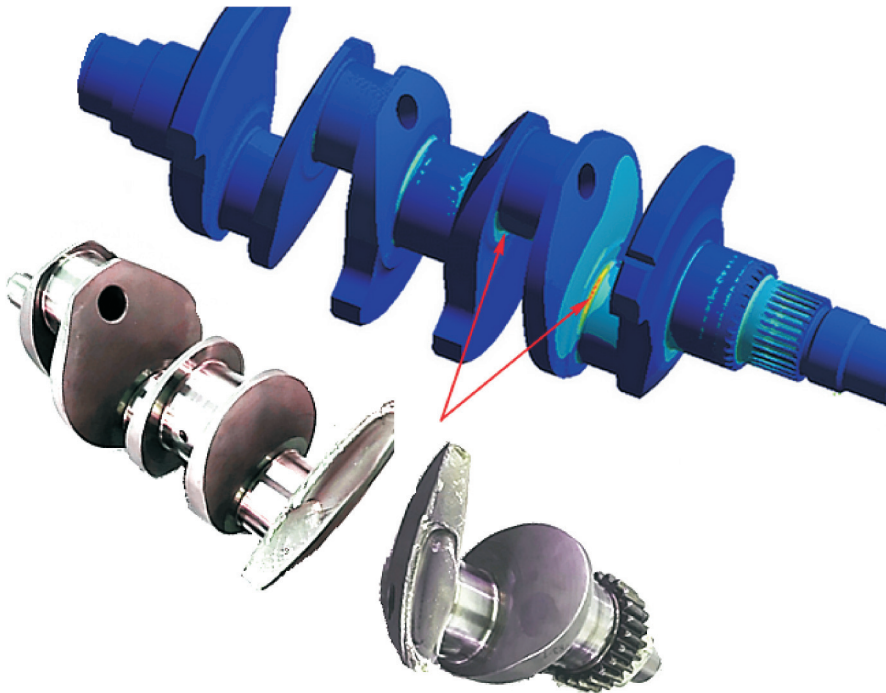


Рис. 6. Результат расчета эквивалентных напряжений КВ двигателя 4ЧН 9,2/6,6 методом конечных элементов в квазистатической постановке (стрелки указывают на зоны концентрации напряжений, выявленные в ходе явного расчета)

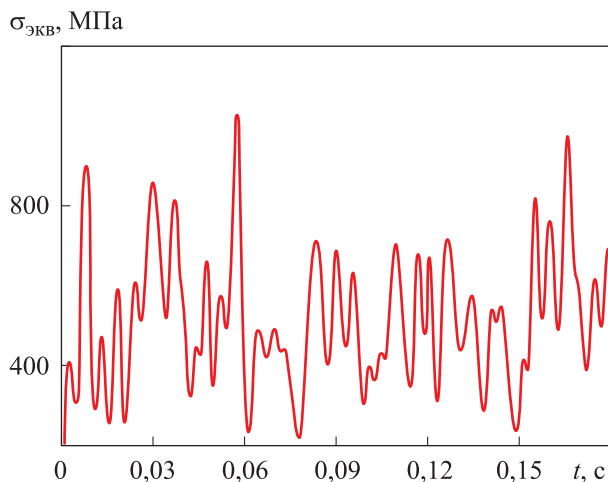


Рис. 7. Изменение во времени  $t$  мгновенных значений эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  при расчете методом конечных элементов с явным решателем в динамической постановке

мых с пределами текучести и прочности материала вала.

Динамический расчет НДС КВ выявил высокие значения эквивалентных напряжений (рис. 7), достигающие предела текучести материала. Это косвенно подтверждалось поломка-

ми (именно в этих сечениях) первых образцов КВ, которые впоследствии были устранены при внесении соответствующих конструктивных изменений.

Кроме того, полученный результат качественно подтвержден опытными данными, полученными при тензометрировании КВ автомобильного дизельного двигателя 8ЧН 11/11,5 [15]. Описанный динамический расчет позволяет учесть одновременное действие как квазистатического нагружения, так и всех видов колебаний.

## Вывод

Использование явного решателя Explicit при конечно-элементном расчете КВ в динамической постановке в среде ANSYS/LS-Dyna способствует более корректному определению его НДС. Становится возможным объяснить механизм накопления пластических повреждений, способствующих последующему зарождению трещины. Реализации динамического анализа НДС КВ способствует предложенный способ описания силовых граничных условий.

## Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н. и др. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2008. 600 с.
- [2] Биргер И.А., Дружинин Н.И., Житомирский В.К. и др. *Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность*. Москва, Оборонгиз, 1950. 870 с.
- [3] Лейкин А.С. *Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации*. Москва, Машиностроение, 1968. 371 с.
- [4] Трифонов Ю.Ю. *Расчет коленчатых валов поршневых двигателей на выносливость с учетом податливостей опор и колебаний*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 18 с.
- [5] Барлам Д.М., Гальбац-Кокин Э.М., Нахмейн Е.Л. и др. Квазистатический расчет коленчатого вала с учетом зазоров в коренных опорах. *Двигелестроение*, 1986, № 8, с. 21–23.
- [6] Хозенюк Н.А. Моделирование связанных процессов в системе «упругий коленчатый вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения». *Вестник ОГУ*, 2013, № 12, с. 226–232.
- [7] Голубев Ю.В. *Численное исследование трехмерного напряженно-деформированного состояния блока цилиндров автомобильного дизеля с учетом его контактного взаимодействия с коленчатым валом*. Дисс. ... канд. тех. наук. Ярославль, ЯГТУ, 2000. 220 с.
- [8] Ларин А.А., Тарсис Ю.Л. Исторический анализ методов определения крутильной жесткости коленчатых валов. *Вестник НТУ ХПИ*, 2011, № 18, с. 141–147.
- [9] Румб В.К., Арутюнян А.С. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов. *Морской вестник*, 2009, № 2, с. 46–47.
- [10] Луканин В.Н., ред. *Двигатели внутреннего сгорания*. Кн. 2. *Динамика и конструирование*. Москва, Высшая школа, 2007. 400 с.

- [11] Косырев С.П., Марьина Н.Л., Кудашева И.О. и др. Усталостная прочность коленчатых валов форсированных дизелей. *Известия Самарского научного центра РАН*, 2011, т. 13, № 1–3, с. 681–686.
- [12] Новиков Д.С. *Анализ вибрации двигателя в составе автомобильного силового агрегата*. Дисс. ... канд. тех. наук. Ярославль, НАМИ, 2013. 152 с.
- [13] Яманин А.И., Жуков В.А., Барышников С.О. *Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Санкт-Петербург, Лань, 2021. 596 с.
- [14] Чистяков В.К. *Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 255 с.
- [15] Чистяков В.К., Песоцкий Ю.С., Гоголадзе О.Г. и др. Экспериментальное определение деформаций и напряжений в шейках коленчатого вала работающего дизеля. *Двигателестроение*, 1984, № 4, с. 9–12.

## References

- [1] Chaynov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskiy A.N. et al. *Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Design of combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 600 p. (In Russ.).
- [2] Birger I.A., Druzhinin N.I., Zhitomirskiy V.K. et al. *Aviatsionnyye porshnevyye dvigateli. Kinetika, dinamika i raschet na prochnost* [Aviation reciprocating engines. Kinematics, dynamics and stress calculation]. Moscow, Oborongiz Publ., 1950. 870 p. (In Russ.).
- [3] Leykin A.S. *Napryazhennost i vynoslivost detaley slozhnoy konfiguratsii* [Stress and durability of complex parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 371 p. (In Russ.).
- [4] Trifonov Yu.Yu. *Raschet kolenchatykh valov porshnevyykh dvigateley na vynoslivost s uchetom podatlivostey opor i kolebaniy*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Stress calculation of crankshaft for reciprocating engines taking into account compliance of supports and oscillations. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 18 p. (In Russ.).
- [5] Barlam D.M., Galbats-Kokin E.M., Nakhmeyn E.L. et al. Quasi-static calculation of crankshaft with allowance for clearances in main bearings. *Dvigatelistroenie*, 1986, no. 8, pp. 21–23. (In Russ.).
- [6] Khozenyuk N.A. Modeling of interconnection process in the system "elastic crankshaft rotating on the hydrodynamic friction bearings". *Vestnik OGU*, 2013, no. 12, pp. 226–232. (In Russ.).
- [7] Golubev Yu.V. *Chislennoe issledovanie trekhmernogo napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya bloka tsilindrov avtomobilnogo dizelya s uchetom ego kontaktnogo vzaimodeystviya s kolenchatym valom*. Diss. kand. tekhn. nauk [Numerical study of 3D stress-strain state of an automobile diesel engine cylinder block with regard to its contact interaction with the crankshaft. Kand. tech. sci. diss.]. Yaroslavl, YaGTU Publ., 2000. 220 p. (In Russ.).
- [8] Larin A.A., Tarsis Yu.L. Historical analysis of methods for determining crankshaft torsional stiffness. *Vestnik NTU KhPI*, 2011, no. 18, pp. 141–147. (In Russ.).
- [9] Rumb V.K., Arutyunyan A.S. About the necessity in calculation of axial vibration of ship's shaft lines. *Morskoy vestnik*, 2009, no. 2, pp. 46–47. (In Russ.).
- [10] Lukanin V.N., ed. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Kn. 2. *Dinamika i konstruirovaniye* [Combustion engines. Vol. 2. Dynamics and design]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2007. 400 p. (In Russ.).
- [11] Kosyrev S.P., Marina N.L., Kudasheva I.O. et al. Fatigue durability of cranked shafts at the forced diesel engines. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2011, vol. 13, no. 1–3, pp. 681–686. (In Russ.).
- [12] Novikov D.S. *Analiz vibratsii dvigatelya v sostave avtomobilnogo silovogo agregata*. Diss. kand. tekhn. nauk [Analysis of engine vibration as part of a vehicle power plant. Kand. tech. sci. diss.]. Yaroslavl, NAMI Publ., 2013. 152 p. (In Russ.).
- [13] Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. *Dinamika porshnevyykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of reciprocating internal combustion engines]. Sankt-Petersburg, Lan Publ., 2021. 596 p. (In Russ.).



- [14] Chistyakov V.K. *Dinamika porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of reciprocating and hybrid combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 255 p. (In Russ.).
- [15] Chistyakov V.K., Pesotskiy Yu.S., Gogoladze O.G. et al. Experimental determination of deformations and stresses in crankshaft journals of a running diesel engine. *Dvigatellestroenie*, 1984, no. 4, pp. 9–12. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 13.10.2022

## Информация об авторе

**ЯМАНИН Александр Иванович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, 88, e-mail: yamaninai1@ystu.ru).

## Information about the author

**YAMANIN Alexander Ivanovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovsky Av., Bldg. 88, e-mail: yamaninai1@ystu.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Яманин А.И. Динамический расчет напряженно-деформированного состояния коленчатого вала. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 4, с. 55–61, doi: 10.18698/0536-1044-2023-4-55-61

### Please cite this article in English as:

Yamanin A.I. Dynamic calculation of the crankshaft stress-strain state. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 4, pp. 55–61, doi: 10.18698/0536-1044-2023-4-55-61



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям монографию Н.В. Быкова

### «Внутрикамерные процессы, параметрический и структурный синтез газодинамических баллистических установок»

Рассмотрены методы математического и численного моделирования внутрикамерных процессов в лабораторных газодинамических баллистических установках (на сжатом газе, на смеси химически реагирующих газов, пороховых, с гидродинамическим эффектом), а также методы их параметрического (задача баллистического проектирования) и структурно-параметрического синтеза.

Для научных работников и инженеров, также может быть полезна студентам старших курсов и аспирантам.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>