

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-191-200

FORCE ANALYSIS OF RECIPROCATING ENGINE USING DYNAMIC MODELS OF CRANK MECHANISM

A. I. Yamanin¹, V. A. Zhukov², S. O. Baryshnikov²

¹ — Yaroslavl State Technical University, Yaroslavl, Russian Federation

² — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The required level of reliability of modern forced engines can be provided only on condition of their high-quality design, which is based on the strong calculation of the most loaded parts, which include parts crank mechanism. The article shows the importance of kinematic and dynamic analysis of crank mechanism in the process of designing an internal combustion engine and their role in ensuring the reliability of the engine, describes ways to solve the problem of kinematic and dynamic analysis of crank mechanism. The comparative analysis of static and dynamic models of crank-crank mechanisms is given. Calculation schemes, the sequence of kinematic and dynamic analysis of the mechanism, the system of equations, allowing to determine the forces acting in the crank mechanism, are presented. On the basis of the vector diagrams of loads on the crankshaft connecting rod presented in the article the expediency of application of dynamic models of crank mechanisms with SIM-metric and asymmetric connecting rods for analytical calculations of piston engines is proved. The results of analytical calculations of the dynamics of crank mechanism of four-stroke diesel supercharged size 13/14 are presented. It is shown that with the modern development of computer technology and software, the complexity of such calculations practically does not increase, and the results are close to those obtained by numerical analysis of dynamics using three-dimensional solid-state models. Recommendations on the use of "light" software products Ltd, which allows to perform kinematic and dynamic analysis of mechanisms in the educational Pro-process and solution design tasks. The results presented in the article prove the appropriateness of using the coordinate method to determine the kinematic parameters of the third replacement weight of the connecting rod and the ability to ensure the required accuracy of the calculations performed on the basis of the analysis of rod systems.

Keywords: crank mechanism, dynamical model of connecting rod, static model of connecting rod, analysis of forces, numerical calculation, vector diagrams of loads.

For citation:

Yamanin, Alexander I., Vladimir A. Zhukov, and Sergey O. Baryshnikov. "Force analysis of reciprocating engine using dynamic models of crank mechanism." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.1 (2018): 191–200. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-191-200.

УДК 621.432

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

А. И. Яманин¹, В. А. Жуков², С. О. Барышников²

¹ — ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
Ярославль, Российская Федерация

² — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Требуемый уровень надежности современных форсированных двигателей может быть обеспечен лишь при условии их качественного проектирования, в основе которого лежат прочностные расчеты наи-

более нагруженных деталей, к которым относятся детали кривошипно-шатунного механизма. В статье показана важность кинематического и динамического анализа кривошипно-шатунного механизма в процессе проектирования двигателя внутреннего сгорания и его роль в обеспечении надежности двигателя, описаны способы решения задачи кинематического и динамического анализа кривошипно-шатунного механизма. Приведен сравнительный анализ статических и динамических моделей кривошипно-шатунных механизмов. Представлены расчетные схемы, последовательность проведения кинематического и динамического анализа механизма; рассмотрены системы уравнений, позволяющие определить усилия, действующие в кривошипно-шатунном механизме. На основании приведенных в статье векторных диаграмм нагрузок на шатунную шейку коленчатого вала обоснована целесообразность применения при аналитических расчетах динамики поршневых двигателей динамических моделей кривошипно-шатунных механизмов с симметричными и несимметричными шатунами. Представлены результаты аналитических расчетов динамики кривошипно-шатунного механизма четырехтактного дизеля с наддувом размерностью 13/14. Показано, что при современном развитии вычислительной техники и программного обеспечения трудоемкость таких расчетов практически не увеличивается, а результаты приближаются к получаемым при численном анализе динамики с применением трехмерных твердотельных моделей. Даны рекомендации по использованию «легких» программных продуктов. Представленные в статье результаты доказывают перспективность использования координатного метода для определения кинематических параметров третьей замещающей массы шатуна и возможность обеспечения требуемой точности расчетов, выполняемых на основании анализа стержневых систем.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, статическая модель шатуна, динамическая модель шатуна, силовой анализ, численный расчет, векторные диаграммы нагрузок.

Для цитирования:

Яманин А. И. Силовой анализ поршневого двигателя с использованием динамических моделей кривошипно-шатунного механизма / А. И. Яманин, В. А. Жуков, С. О. Барышников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 191–200. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-191-200.

Введение (Introduction)

Устойчивой тенденцией современного транспортного двигателестроения является форсирование двигателей по среднему эффективному давлению, что неизбежно приводит к повышению тепловых и механических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ). В связи с этим возрастает значение расчетов деталей КШМ на прочность, которые должны обеспечивать требуемый уровень надежности двигателей при минимальной массе и материалоемкости деталей. В основе прочностного расчета деталей КШМ лежит кинематический и динамический анализ КШМ [1]. Создание таких сложных и наукоемких объектов, как современные поршневые двигатели, невозможно без использования компьютерных технологий и специализированных программных продуктов, обеспечивающих возможность твердотельного моделирования, инженерного анализа конструкций и технологической подготовки производства (последовательности CAD-CAE-CAM) [2]. Использование компьютерных технологий позволяет не только существенно сократить сроки создания нового двигателя, но и провести многовариантный анализ конструкции. Особая актуальность сокращения сроков проектирования и подготовки производства новых и модернизированных двигателей обусловлена ситуацией, сложившейся в отечественном двигателестроении, и острой необходимостью создания отечественных конкурентоспособных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [3]. Корректность результатов кинематического и динамического анализа КШМ ДВС является обязательным условием достоверности прочностных расчетов деталей. Ошибки, допущенные на данном этапе, неизбежно приведут к низкому качеству конструкторской разработки и недостаточной надежности двигателя.

В процессе динамических расчетов поршневых двигателей используются различные модели их преобразующих механизмов, в том числе КШМ. Эти модели могут быть континуальными и дискретными. Использование континуальных моделей связано с необходимостью предварительной разработки трехмерной компьютерной модели механизма и дальнейшего применения специализированных программных продуктов для исследования динамики механических и мехатронных систем. Это затрудняет применение континуальных моделей на ранних стадиях проектирова-

ния, несмотря на наличие существенных преимуществ по точности [4]. Последнее обстоятельство обусловлено тем, что при расчетах в среде упомянутых программных продуктов уравнения движения звеньев изучаемого механизма формируются на базе уравнения Лагранжа и впоследствии интегрируются численными методами.

Преимуществом дискретных моделей является их относительная простота, обуславливающая удобство использования на ранних стадиях проектирования. Например, в простейшем случае КШМ может быть представлен моделью, включающей две замещающие массы, одна из которых соответствует поступательно движущимся частям механизма, а вторая — неуравновешенным вращающимся частям (рис. 1, а, б). Способы определения значений этих замещающих масс известны [5].

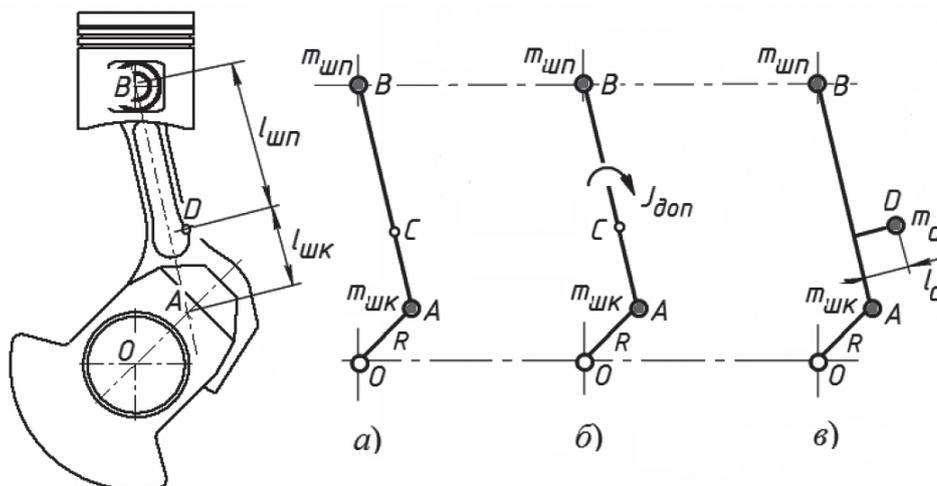


Рис. 1. Модели КШМ: а — статическая двухмассовая; б — динамическая двухмассовая; в — динамическая трехмассовая

Однако известно также, что в большинстве случаев использование двухмассовых моделей способствует возникновению погрешностей в расчетах [6]. Эти погрешности возникают вследствие того, что двухмассовые модели КШМ в большинстве случаев являются статическими, т. е. удовлетворяющими не всем условиям метода замещающих точек. Как правило, статичность модели КШМ определяется статичностью простейшей двухмассовой модели шатуна, масса которого $M_{ш}$ приводится к центрам поршневой и кривошипной головок. Соответствующие замещающие массы при этом определяются по формулам:

$$m_{шп} = M_{ш} \frac{l_{шк}}{L}; \quad m_{шк} = M_{ш} \frac{l_{шп}}{L},$$

где L — длина шатуна; $l_{шк}$ — расстояние от центра масс до центра кривошипной головки шатуна; $l_{шп}$ — расстояние от центра масс до центра поршневой головки шатуна.

При этом момент инерции такой двухмассовой модели, равный $i_{ш} = m_{шп} l_{шп}^2 + m_{шк} l_{шк}^2$, как правило, отличается от реального момента инерции шатуна $J_{ш}$. Это может обуславливать погрешности при расчете сил в кинематических парах КШМ, нагрузок на подшипники и др.

Известны динамические, т. е. удовлетворяющие всем условиям метода замещающих точек, модели шатунов, включающие три массы, две из которых также размещаются в центрах B и A поршневой и кривошипной головок, а третья масса m_d — в центре масс D шатуна (рис. 1, в), который для несимметричных шатунов смещен на расстояние l_d от продольной оси стержня. Динамическая модель шатуна может включать две массы: $m_{шп}$ и $m_{шк}$, а также дополнительный момент инерции $J_{доп} = J_{ш} - i_{ш}$.

Ранее были предложены трехмассовые динамические модели шатунов, применимые к так называемым *несимметричным шатунам*, у которых центр масс не лежит на оси стержня [7].

Задачи динамического анализа КШМ могут быть успешно решены путем создания оригинальных программ [8] и распространенных пакетов, позволяющих решать различные инженерные задачи [9] путем применения пакетов программ, использующих трехмерные модели [10] – [12] или виртуальные прототипы [13], [14]. Относительно таких моделей существует мнение о том, что сложность расчета кинематики точек, в которых размещаются дополнительные массы, препятствует их практическому применению. Предлагалось определять центростремительные и тангенциальные составляющие их ускорения, что даже для симметричных шатунов (тем более для несимметричных) действительно приводило к росту трудоемкости расчетов.

Целью предпринимаемого исследования является обоснование перспективности использования координатного метода для определения кинематических параметров третьей замещающей массы шатуна. Кроме того, здесь иллюстрируется эффективность использования для этих целей «легких» программных средств для исследования динамики механических и мехатронных систем. Такие программные средства (например, Working Model 2D, Artas SAM Professional¹ и др.) не требуют подробной разработки трехмерных моделей, для их успешной работы достаточно применение стержневых систем, показанных на рис. 1.

Методы и материалы (Methods and materials)

Рассмотрим схему КШМ, включающую трехмассовую модель несимметричного шатуна. Центр масс последнего располагается в точке D , положение которой по отношению к продольной оси стержня AB определяется размерами $l_{шп}$, $l_{шк}$ и l_d (рис. 2, a).

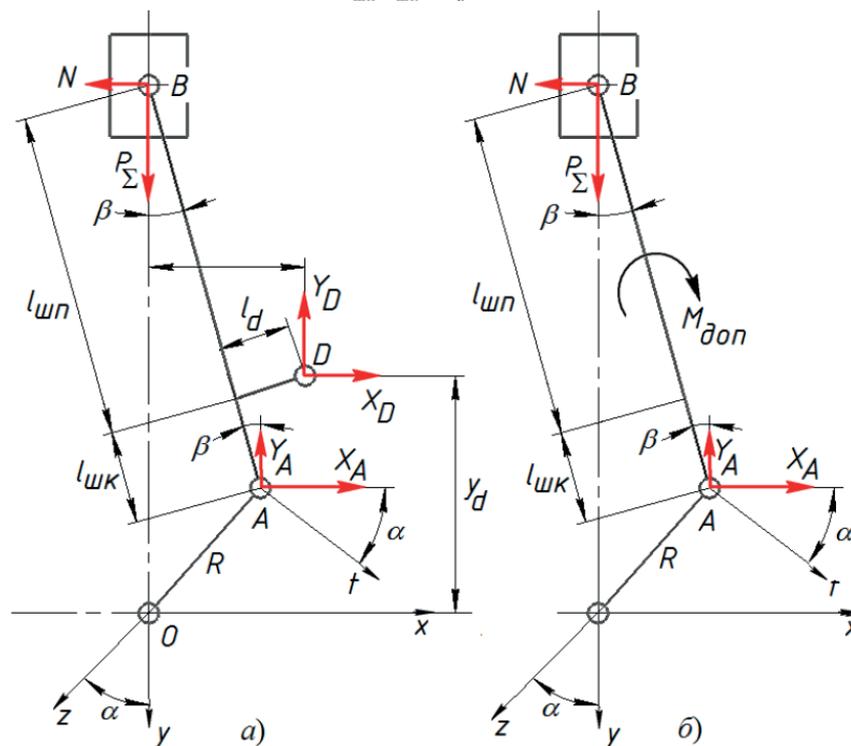


Рис. 2. К расчету сил в кинематических парах КШМ при использовании динамических моделей шатуна:
 a — динамическая трехмассовая; b — динамическая двухмассовая

Будем считать величину l_d положительной, если точка D смещена от продольной оси стержня в направлении вращения коленчатого вала. Замещающие массы $m_{шп}$, $m_{шк}$ и m_d по методу замещающих точек находятся по выражениям:

¹ На сайте фирмы-разработчика www.artas.nl/en/downloads доступна для скачивания бесплатная легальная учебная версия этого программного продукта, работающая с некоторыми ограничениями.

$$\left. \begin{aligned} m_d &= M_{ш} - \frac{J_{ш} \left(1 + \frac{l_{шк}}{l_{шп}} \right)}{l_{шп} l_{шк} + l_d^2 \frac{l_{шк}}{l_{шп}} + l_{шк}^2 + l_d^2}; \\ m_{шп} &= \frac{J_{ш} \frac{l_{шк}}{l_{шп}}}{l_{шп} l_{шк} + l_d^2 \frac{l_{шк}}{l_{шп}} + l_{шк}^2 + l_d^2}; \\ m_{шк} &= \frac{J_{ш}}{l_{шп} l_{шк} + l_d^2 \frac{l_{шк}}{l_{шп}} + l_{шк}^2 + l_d^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

С корпусом КШМ свяжем неподвижную систему координат xOy ; с кривошипом — подвижную систему tAz . Шатун находится в равновесии под действием суммарной движущей силы P_{Σ} , силы инерции P_{jd} , развиваемой массой m_d , и реакций опор N и R_A . Силы P_{jd} и R_A представляются составляющими X_D, Y_D, X_A, Y_A . Составляющие X_D и Y_D определяются по выражениям:

$$X_D = -m_d W_{dx}; \quad Y_D = -m_d W_{dy}, \quad (2)$$

где W_{dx}, W_{dy} — составляющие ускорения точки D в неподвижной системе координат.

Если выразить координаты точки D через размеры механизма и углы поворота коленчатого вала α и шатуна β , получим:

$$\left. \begin{aligned} x_d &= R \sin \alpha - l_{шп} \sin \beta + l_d \cos \beta; \\ y_d &= -R \cos \alpha - l_{шп} \cos \beta - l_d \sin \beta, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

или с учетом того, что $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ и $\lambda = R/L$:

$$\left. \begin{aligned} x_d &= R \sin \alpha - l_{шп} \lambda \sin \alpha + l_d \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}; \\ y_d &= -R \cos \alpha - l_{шп} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - l_d \lambda \sin \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

то при последующем двукратном дифференцировании могут быть найдены упомянутые составляющие ускорения:

$$W_{dx} = \omega^2 \left[(R - \lambda l_{шп}) \cos \alpha - \lambda^2 l_d \frac{16 \cos 2\alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) + \lambda^2 \sin^2 2\alpha}{16 (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right];$$

$$W_{dy} = \omega^2 \left[R \cos \alpha + l_d \sin \alpha + \lambda^2 l_{шк} \frac{16 \cos 2\alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) + \lambda^2 \sin^2 2\alpha}{16 (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right].$$

Результаты (Results)

При наличии программного обеспечения «легкого» уровня для исследования динамики механических и мехатронных систем составляющие ускорения могут быть определены численным способом [12], [15]. На рис. 3 показана соответствующая стержневая модель КШМ двигателя типа ЧН 13/14, для которого $l_{шк} = 0,097$ м, $l_{шп} = 0,168$ м, $l_d = 0,009$ м¹. Зная массу m_d , по формулам (2) найдем составляющие силы инерции, развиваемой этой массой.

¹ Параметры модели шатуна определены экспериментально методами взвешивания и качания.

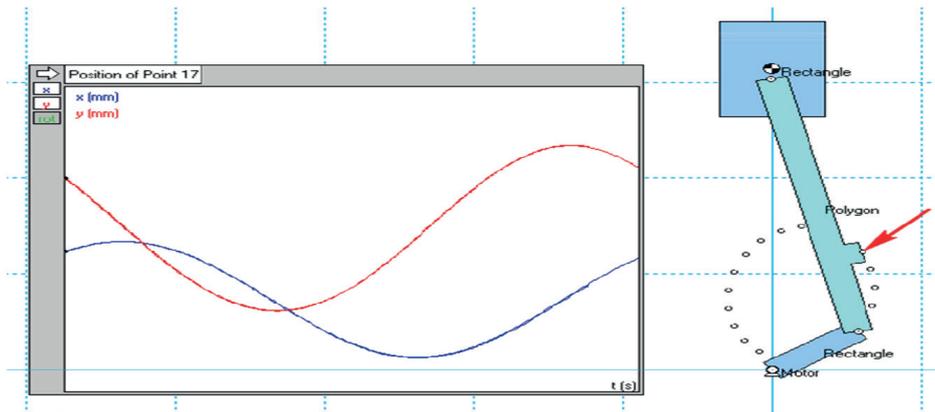


Рис. 3. Фрагмент интерфейса «легкого» программного продукта при исследовании кинематики стержневой модели КШМ с трехмассовым шатуном (положение массы m_d указано стрелкой)

Система уравнений равновесия шатуна в неподвижной системе координат имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} -N + X_D + X_A &= 0; \\ P_\Sigma - Y_D - Y_A &= 0; \\ NL\cos\beta + P_\Sigma L\sin\beta - X_D(l_{\text{шк}}\cos\beta + l_d\sin\beta) + Y_D(l_{\text{шн}}\sin\beta + l_d\cos\beta - R\sin\alpha) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Уравнения (5) могут быть использованы и для расчета нагрузок на главный шатун КШМ сочлененного типа. При этом замещающие массы должны быть определены по соответствующим формулам (см., например, [5]). Кроме того, размеры модели должны быть определены по соотношениям $l_{\text{шн}} = L - l_{\text{шк}} = L - r\cos\gamma_l$; $l_{\text{шк}} = r\cos\gamma_l$; $l_d = r\sin\gamma_l$, где r и γ_l — соответственно радиус и угол прицепа.

Решение системы (5) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} N &= -P_\Sigma \operatorname{tg}\beta + X_D \frac{l_{\text{шк}}\cos\beta + l_d\sin\beta}{L\cos\beta} - Y_D \frac{l_{\text{шн}}\sin\beta + l_d\cos\beta - R\sin\alpha}{L\cos\beta}; \\ X_A &= -P_\Sigma \operatorname{tg}\beta + X_D \left(\frac{l_{\text{шк}}}{L} + \frac{l_d}{L} \operatorname{tg}\beta - 1 \right) - Y_D \left(\frac{l_{\text{шн}}}{L} \operatorname{tg}\beta + \frac{l_d}{L} + \frac{R\sin\alpha}{L\cos\beta} \right); \\ Y_A &= P_\Sigma - Y_D. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Введем обозначения $\lambda_{\text{шк}} = l_{\text{шк}}/L$; $\lambda_{\text{шн}} = l_{\text{шн}}/L$; $\lambda_d = l_d/L$. Тогда уравнения (6) могут быть записаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} N &= -P_\Sigma \operatorname{tg}\beta + X_D (\lambda_{\text{шк}} + \lambda_d \operatorname{tg}\beta) - Y_D \left(\lambda_{\text{шн}} \operatorname{tg}\beta + \lambda_d - \lambda \frac{\sin\alpha}{\cos\beta} \right); \\ X_A &= -P_\Sigma \operatorname{tg}\beta + X_D (\lambda_{\text{шк}} + \lambda_d \operatorname{tg}\beta - 1) - Y_D \left(\lambda_{\text{шн}} \operatorname{tg}\beta + \lambda_d + \lambda \frac{\sin\alpha}{\cos\beta} \right); \\ Y_A &= P_\Sigma - Y_D. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Первое слагаемое в правой части формулы для расчета силы N (за исключением знака) совпадает с уравнением для расчета этой силы по двухмассовой статической модели шатуна. Знак «минус» объясняется тем, что по формулам (7) определяется сила, действующая на шатун. Известная формула $N = P_\Sigma \operatorname{tg}\beta$, приводимая в многочисленных источниках, выражает силу N , действующую на стенку цилиндра, т. е. кажущееся несовпадение знаков объясняется наличием «действия» и «противодействия».

В таком случае поправка ΔN , обусловленная применением динамической модели шатуна, равна

$$\Delta N = \pm X_D (\lambda_{\text{шк}} + \lambda_d \text{tg}\beta) \mp Y_D \left(\lambda_{\text{шк}} \text{tg}\beta + \lambda_d - \lambda \frac{\sin\alpha}{\cos\beta} \right). \quad (8)$$

Знаки «плюс» у первого слагаемого и «минус» у второго соответствуют поправке силы N , действующей на шатун, противоположная комбинация знаков — поправке силы, действующей на стенку цилиндра.

Далее найденные силы X_A и Y_A проецируются на оси системы координат tAz . При этом находим выраженные в ней составляющие нагрузки на кривошипную головку шатуна. В результате получим окончательно:

$$t = -P_\Sigma \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + X_D (\lambda_{\text{шк}} + \lambda_d \text{tg}\beta - 1) \cos\alpha - Y_D \left[\left(\lambda_{\text{шк}} \text{tg}\beta + \lambda_d + \lambda \frac{\sin\alpha}{\cos\beta} \right) \cos\alpha - \sin\alpha \right]; \quad (9)$$

$$z = -P_\Sigma \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} - X_D (\lambda_{\text{шк}} + \lambda_d \text{tg}\beta - 1) \sin\alpha + Y_D \left[\left(\lambda_{\text{шк}} \text{tg}\beta + \lambda_d + \lambda \frac{\sin\alpha}{\cos\beta} \right) \sin\alpha + \cos\alpha \right]. \quad (10)$$

Как и в предыдущем случае, первые слагаемые в равенствах (9) и (10) соответствуют расчету с использованием двухмассовых статических моделей, а остальные слагаемые образуют поправки, обусловленные динамическим характером моделей. О знаке «минус» сказано ранее.

Если в формулах (3) – (9) принять $l_d = 0$ и $\lambda_d = 0$, то полученные таким образом равенства будут соответствовать расчетам с использованием трехмассовой динамической модели КШМ с симметричным шатуном.

При использовании двухмассовой модели шатуна с дополнительным моментом инерции $i_{\text{доп}}$ его (шатуна) уравнения равновесия примут вид (рис. 2, б):

$$\left. \begin{aligned} -N + X_A &= 0; \\ P_\Sigma - Y_A &= 0; \\ NL\cos\beta + P_\Sigma L\sin\beta + M_{\text{доп}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

а их решения в подвижной системе координат запишутся следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} t &= -P_\Sigma \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + \frac{M_{\text{доп}}}{L\cos\beta} \cos\alpha; \\ z &= -P_\Sigma \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + \frac{M_{\text{доп}}}{L\cos\beta} \sin\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Обсуждение (Discussion)

Сравнение результатов расчета нагрузок на шатунную шейку коленчатого вала (рис. 4, а) показывает, что разница их мгновенных значений для двигателей с несимметричными шатунами может достигать 5 – 8 %. Расчеты показывают, что эта разница увеличивается по мере уменьшения длины шатуна и уменьшения нагрузки. Так, на рис. 4, б показаны векторные диаграммы нагрузок на шатунную шейку вала того же двигателя с укороченным шатуном на режиме прокрутки. Выводы статей [4], [16], где отмечаются преимущества численных расчетов динамики механизмов, в которых используются динамические модели, подтверждают это предположение: описанные аналитические расчеты с использованием динамических моделей практически совпадают с расчетами, выполненными численными методами с применением твердотельных трехмерных моделей.

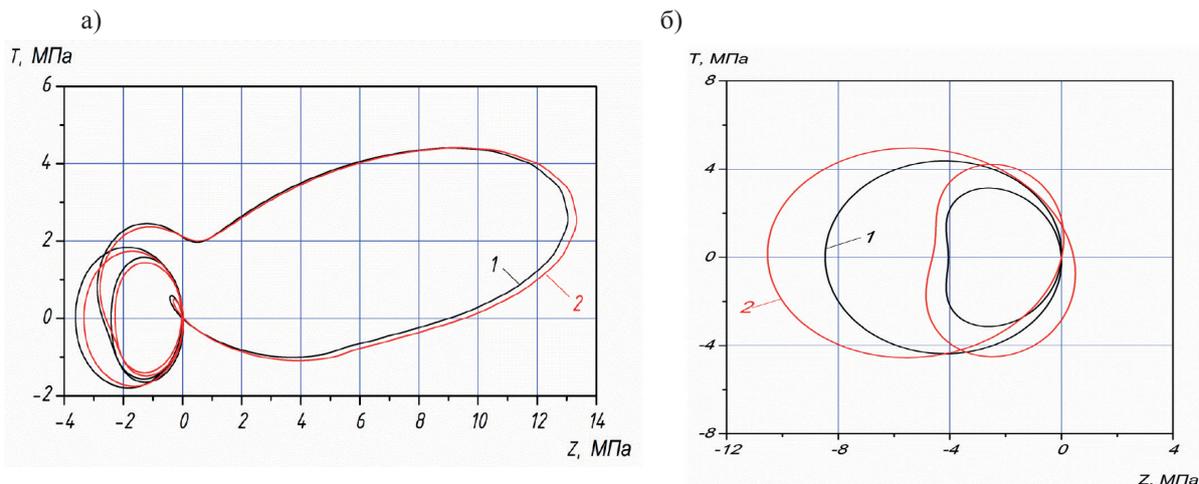


Рис. 4. Векторные диаграммы нагрузок на шатунную шейку:
а — двигателя ЧН13/14, полученные при использовании двухмассовой статической (1) и трехмассовой динамической (2) моделей шатуна при номинальном режиме работы;
б — двигателя ЧН13/14 с укороченным шатуном, полученные при использовании двухмассовой статической (1) и трехмассовой динамической (2) моделей шатуна при прокрутке коленчатого вала

Заключение (Conclusion)

Представляется, что указанное различие результатов (особенно, при современных возможностях вычислительной техники и программного обеспечения) игнорировать нецелесообразно, поэтому следует рекомендовать предлагаемый метод расчета в практике инженерного проектирования.

Использование «тяжелых» программных продуктов, использующих 3D-моделирование, как правило, требует приобретения дорогостоящих лицензий и специальной подготовки пользователей. Освоение студентами «легких» программных продуктов, использующих динамические модели для исследования кинематики и динамики механизмов, может проходить в рамках изучения дисциплин общепрофессиональной подготовки, таких как «Теория машин и механизмов», «Основы инженерного конструирования», «Детали машин».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чайнов Н. Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.
2. Яманин А. И. Компьютерно-информационные технологии в двигателестроении / А. И. Яманин. — М.: Машиностроение, 2005. — 480 с.
3. Безюков О. К. Состояние и перспективы судового двигателестроения в России / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 2. — С. 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.
4. Горобцов А. С. Расчетные задачи динамики систем твердых и упругих тел в программном комплексе ФРУНД / А. С. Горобцов, С. В. Солоденков // Машиностроение и инженерное образование. — 2008. — № 4. — С. 31–38.
5. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин. — Л.: Судостроение, 1966. — 280 с.
6. Истомин П. А. Динамические модели кривошипно-шатунных механизмов и их деталей / П. А. Истомин, М. А. Минасян // Двигателестроение. — 1984. — № 9. — С. 20–24.
7. Минасян М. А. Особенности динамики ДВС с несимметричными шатунами: дис. ... канд. техн. наук / М. А. Минасян. — Л.: ЦНИДИ, 1988. — 262 с.
8. Платонов К. Ю. Разработка программного обеспечения динамического анализа кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей внутреннего сгорания на переходных режимах / К. Ю. Платонов,

П. С. Ширинкин, Р. Н. Хмелев // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. — 2016. — Т. 3. — № 3 (6). — С. 248–252.

9. Li X. H. Dynamic Analysis of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of S195 Diesel Engine Based on MATLAB / X. H. Li, X. M. Zhang, X. J. Guo // *Applied Mechanics and Materials*. — 2014. — Vol. 490–491. — Pp. 992–996. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.490-491.992.

10. Вальехо Мальдонадо П. Р. Реализация процесса проектирования кривошипно-шатунного механизма ДВС в системе AUTODESK INVENTOR / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, В. А. Лодня // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования*. — 2008. — № 2. — С. 85–89.

11. Яманин А. И. Динамические расчеты поршневых двигателей в среде AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL / А. И. Яманин. — Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2013. — 112 с.

12. Жуков В. А. Анализ алгоритмов расчета кинематики кривошипно-шатунных механизмов с сцепными шатунами / В. А. Жуков, А. И. Яманин // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2016. — № 2 (36). — С. 109–118. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-109-118.

13. Zhang X. M. Dynamic Simulation of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of Internal Combustion Engine Based on Virtual Prototype Technology / X. M. Zhang, Y. Q. Wang, J. Fang // *Applied Mechanics and Materials*. — 2012. — Vol. 143–144. Pp. 433–436. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.143-144.433.

14. Liu S. Kinematics and dynamics simulation of a diesel engine's crank-connecting rod-piston mechanism based on virtual prototype technology [J] / S. Liu, H. Chen, X. Chen, S. Yao // *Ship Engineering*. — 2006. — Vol. 3. — Pp. 007.

15. Яманин А. И. Динамический расчет поршневых двигателей в среде Working Model 2D / А. И. Яманин. — Ярославль: Издат. дом ЯГТУ, 2015. — 172 с.

16. Хозенюк Н. А. К определению нагруженности коренных опор коленчатого вала / Н. А. Хозенюк, А. А. Мыльников, Д. О. Ключанов // *Наука в ЮУрГУ: матер. 66-й науч. конф.* — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2014. — С. 355–360.

REFERENCES

1. Chainov, N.D., N.A. Ivashchenko, A.N. Krasnokutskii, and L.L. Myagkov. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. M.: Mashinostroenie, 2008.

2. Yamanin, A.I. *Komp'yuterno-informatsionnye tekhnologii v dvigatelestroenii*. M.: Mashinostroenie, 2005.

3. Bezjukov, Oleg Konstantinovich, and Vladimir Anatoljevich Zhukov. “State and prospects of ship engine-building in Russia.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2017): 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.

4. Gorobtsov, A.S., and S.V. Solodyonkov. “FRUND - the Software Package for the Dynamic Simulation of the Rigid and Flexible Bodies Systems.” *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* 4 (2008): 31–38.

5. Istomin, P.A. *Dinamika sudovykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. L.: Sudostroenie, 1966.

6. Istomin, P.A., and M.A. Minasyan. “Dinamicheskie modeli krivoshipno-shatunnykh mekhanizmov i ikh detalei.” *Dvigatelistroenie* 9 (1984): 20–24.

7. Minasyan, M.A. Osobennosti dinamiki DVS s nesimmetrichnymi shatunami. PhD diss. L.: TsNIDI, 1988.

8. Platonov, K. Yu., P.S. Shirinkin, and R.N. Khmelev. “Software development for dynamic analysis of the crank mechanism of reciprocating internal combustion engines in transient modes.” *Al'ternativnye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskom komplekse: problemy i perspektivy ratsional'nogo ispol'zovaniya* 3.3(6) (2016): 248–252.

9. Li, Xin Hua, Xiao Ming Zhang, and Xiao Jie Guo. “Dynamic analysis of crank-connecting rod-piston mechanism of S195 diesel engine based on MATLAB.” *Applied Mechanics and Materials* 490–491 (2014): 992–996.

10. Vallejo Maldonado, P.R., D.K. Grishin, and V.A. Lodnya. “Realization of process of designing ice crankshaft -rod mechanism in autodesk inventor system.” 2 (2008): 85–89.

11. Yamanin, A.I. *Dinamicheskie rascheti porshnevnykh dvigatelei v srede AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL*. Yaroslavl': Izd-vo YaGTU, 2013.

12. Zhukov, Vladimir Anatolevich, and Alexander Ivanovich Yamanin. “The analysis of algorithms for calculation of kinematics of crankshaft-rod mechanism with the coupled connecting-rods.” *Vestnik Gosudarstvennogo*

universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova 2(36) (2016): 109–118. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-109-118.

13. Zhang, Xiao Ming, Yu Qing Wang, and Jie Fang. “Dynamic Simulation of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of Internal Combustion Engine Based on Virtual Prototype Technology.” *Applied Mechanics and Materials* 143–144 (2012): 433–436. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.143-144.433.

14. Liu, Shao-jun, H. Chen, X. Chen, and S. Yao. “Kinematics and dynamics simulation of a diesel engine’s crank-connecting rod-piston mechanism based on virtual prototype technology [J].” *Ship Engineering* 3 (2006): 007.

15. Yamanin, A. I. *Dinamicheskii raschet porshnevnykh dvigatelei v srede Working Model 2D*. Yaroslavl: Izdat. dom YaGTU, 2015.

16. Khozenyuk, N.A., A.A. Myl’nikov, and D.O. Klyukanov. “K opredeleniyu nagruzhennosti korennykh opor kolenchatogo vala.” *Nauka v YuUrGU: Materialy 66-i nauchnoi konferentsii*. Chelyabinsk: Izdat. tsentr YuUrGU, 2014: 355–360.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Яманин Александр Иванович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «Ярославский государственный
технический университет»
150023, Российская Федерация, Ярославль,
Московский проспект, 88
e-mail: yamaninai@ystu.ru, a_yam@mail.ru
Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С.О. Макарова»
198035, Российская Федерация,
Санкт-Петербург, Двинская ул., 5/7
e-mail: zhukovva@gumrf.ru, va_zhukov@rambler.ru
Барышников Сергей Олегович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С.О. Макарова»
198035, Российская Федерация,
Санкт-Петербург, Двинская ул., 5/7
e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTORS

Yamanin, Alexander I. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Yaroslavl State Technical University.
88 Moskovsky Av., Yaroslavl, 150023,
Russian Federation
e-mail: yamaninai@ystu.ru,
a_yam@mail.ru
Zhukov, Vladimir A. —
Dr. of Technical Sciences, associate professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping.
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg,
198035, Russian Federation
e-mail: zhukovva@gumrf.ru, va_zhukov@rambler.ru
Baryshnikov, Sergey O. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping.
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg,
198035, Russian Federation
e-mail: BarychnikovSO@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 января 2018 г.
Received: January 15, 2018.