

Научная статья

УДК 621.432

doi: 10.24143/2073-1574-2021-4-75-83

К вопросу о расчете продольных колебаний коленчатого вала поршневых двигателей

Александр Иванович Яманин^{1✉}, Владимир Анатольевич Жуков²

¹ Ярославский государственный технический университет,
Ярославль, Россия, yamaninai1@ystu.ru✉

² Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова,
Санкт-Петербург, Россия

Аннотация. Одним из начальных этапов расчета продольных колебаний коленчатого вала поршневого двигателя является разработка модели колебательной системы, включающая определение величин продольных податливостей (либо жесткостей) упругих участков. При невозможности экспериментального определения таких податливостей используют эмпирические формулы или метод конечных элементов (МКЭ). Приведены определенные по различным эмпирическим формулам (Л. Гульемотти – Р. Маччотта, П. Драминского, Е. Я. Горбунова, Г. Андерсона, С. Ф. Дорея, Н. С. Скорчева, В. С. Стоянова и др.) значения продольной податливости кривошипов коленчатых валов различных типов судовых двигателей. Отмечено, что результаты расчетов по формулам для одного и того же двигателя существенно различаются, поэтому выбор той или иной эмпирической формулы для практических расчетов затруднен. Доказана предпочтительность применения МКЭ для определения продольной (осевой) податливости кривошипов и прочих участков со сложными геометрическими формами. Проиллюстрирована возможность применения МКЭ также для определения продольной возмущающей силы как реакции опоры коленчатого вала на действие приложенной к шатунной шейке радиальной силы. Предложено использовать, наряду с эмпирическими формулами, регрессионные уравнения, связывающие продольную податливость кривошипов с существенно большим числом их конструктивных размеров.

Ключевые слова: кривошип, продольные колебания, продольная податливость, метод конечных элементов

Для цитирования: Яманин А. И., Жуков В. А. К вопросу о расчете продольных колебаний коленчатого вала поршневых двигателей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2021. № 4. С. 75–83. doi: 10.24143/2073-1574-2021-4-75-83.

Original article

On problem of calculating longitudinal vibrations of piston engine crankshaft

Alexander I. Yamanin^{1✉}, Vladimir A. Zhukov²

¹ Yaroslavl State Technical University,
Yaroslavl, Russian Federation, juvish@rambler.ru✉

² Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
Saint-Petersburg, Russian Federation

Abstract. One of the initial stages of calculating the crankshaft longitudinal vibrations is developing an oscillatory system model, which includes the determination of longitudinal pliability (rigidity) of elastic sections. If it is impossible to determine the pliability experimental, the empiric formulas or the final element method (FEM) are used. There are given the values of crank longitudinal pliability of the crankshafts of different marine engine types found by using the formulas of L. Gugliemotti – R. Machciotta, P. Draminsky, E. Y. Gorbunov, S. F. Dorey, N. S. Skorchev, V. S. Stoyanov, etc. It is shown that the calculation results obtained from these formulas for the

same engine significantly differ; therefore, the choice of one or another empirical formula for practical calculations is difficult. The preference of using FEM for determining the longitudinal (axial) compliance of cranks and other areas with complex geometric shapes has been proven. The possibility of its application is also shown to determine the longitudinal disturbing force as the reaction of the crankshaft support against the action of the radial force exerted to the connecting rod journal. It is proposed to use, along with empirical formulas, regression equations connecting the longitudinal compliance of the cranks with a significantly larger number of their design dimensions.

Keywords: crank, longitudinal vibrations, longitudinal flexibility, finite element method

For citation: Yamanin A. I., Zhukov V. A. On problem of calculating longitudinal vibrations of piston engine crankshaft. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2021;4:75-83. (In Russ.) doi: 10.24143/2073-1574-2021-4-75-83.

Введение

В современных форсированных поршневых двигателях часто возникают колебательные процессы, приводящие к возникновению дополнительных напряжений в деталях. Достаточно хорошо изучены крутильные колебания; для судовых двигателей не меньшую опасность в ряде случаев представляют продольные (осевые) колебания коленчатого вала, при которых его сечения (и приводимые к ним массы) совершают переменные по величине и направлению перемещения вдоль оси вращения. Предложено даже нормировать их амплитуды [1, 2] и соответствующие нормативы ввести в Правила Российского морского регистра судоходства (РМРС) и Российского речного регистра (РРР). Известно, что в поршневых двигателях собственные частоты продольных и крутильных колебаний близки, в связи с чем могут возбуждаться так называемые связанные колебания.

Постановка проблемы

Наиболее известный алгоритм расчета продольных колебаний, основанный на итерационных вычислениях, в значительной степени аналогичен подобному алгоритму расчета крутильных колебаний [3]. Альтернативный алгоритм предусматривает непосредственное интегрирование дифференциальных уравнений движения масс многомассовой системы [4, 5]. В обоих случаях одним из этапов этого расчета является разработка модели колебательной системы, включающая определение продольных податливостей $e_{\text{п}}$ упругих участков. Для участков классических форм (сплошные и полые цилиндры, конусы и др.) подобная задача решается аналитически при помощи формул теории упругости. Податливость участков со сложными формами (например, кривошипов) может быть определена экспериментально, расчетом по эмпирическим формулам или посредством метода конечных элементов (МКЭ).

В эмпирических формулах продольная податливость кривошипа ставится в соответствие его основным размерам (рис. 1): наружным ($D_{\text{кш}}$ и $D_{\text{шш}}$) и внутренним ($d_{\text{кш}}$ и $d_{\text{шш}}$) диаметрам коренной и шатунной шеек, их длинам $L_{\text{кш}}$ и $L_{\text{шш}}$, ширине B и толщине h щеки, радиусу кривошипа R и т. д.

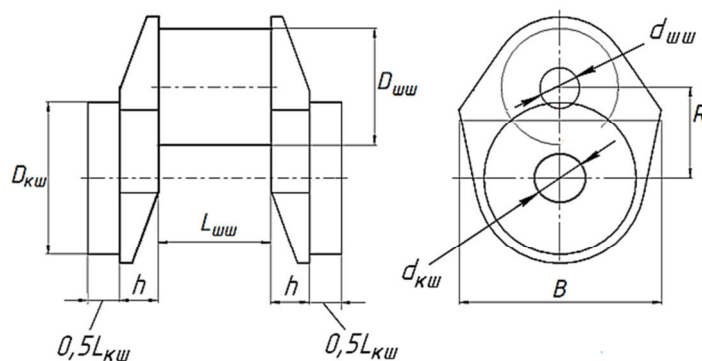


Рис. 1. Расчетная схема для определения продольной податливости кривошипа

Fig. 1. Diagram for determining the longitudinal compliance of the crank

Ниже приведена сводка известных эмпирических формул (в ряде случаев авторы указывали границы применимости).

Формула Л. Гульемотти – Р. Маччотта [6]:

$$e_n = C \left[\frac{64R^2 L_k}{\pi E D_{кш}^4} + \frac{42R(R - 0,44D_{кш})^2}{EBh^3} \right],$$

где C – поправка, учитывающая расположение смежных кривошипов под различными углами γ_k ; E – модуль упругости материала при растяжении.

Исследователем П. Драминским предложены две формулы [7]:

$$e_n = \frac{1}{E} \left(\frac{R^2 L_k}{I_{кш}} + \frac{2R^3}{3I_{шц}} \right); \quad (1)$$

$$e_n = \frac{R^2}{E} \left[\frac{L_{шш} + 0,33h}{I_{шш}} \left(1 - \frac{k_\phi}{12} \right) + \frac{R}{I_{шц}} \left(\frac{2}{3} - \frac{k_\phi}{2} \right) \right] + \frac{1}{E} \left(\frac{L_{кш}}{F_{кш}} + \frac{L_{шш}}{F_{шш}} \right) + \frac{2R}{GI_{шц}}, \quad (2)$$

где $k_\phi = 1 + \cos \gamma_k$; $I_{шш}$ и $I_{шц}$ – моменты инерции сечений шатунной шейки и щеки; $F_{кш}$ и $F_{шш}$ – площади поперечного сечения коренной и шатунной шеек; G – модуль упругости материала при сдвиге.

Формула, предложенная Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом морского флота (ЦНИИМФ) [8]:

$$e_n = \frac{8R^3}{EB \left(h \sqrt{\frac{D_{кш} + D_{шш}}{2h} - \frac{R}{h}} \right)^3}.$$

Формула Г. Андерсона [6]:

$$e_n = \frac{R^2}{E} \left[\frac{1,1L_{шш} k_\phi}{I_{шш}} + k_1^2 \left(k_\phi - \frac{k_1}{3} \right) \frac{R}{I_{шц}} \right] + \frac{1}{E} \left(\frac{L_{кш}}{F_{кш}} + \frac{L_{шш}}{F_{шш}} \right) + \frac{2[R - 0,5(D_{кш} + D_{шш})]}{GI_{шц}},$$

где $k_1 = 1 - \frac{D_{кш} + D_{шш}}{0,125R}$; $k_\phi = 0,75 - 0,25 \cos \gamma_k$.

Формула Е. Я. Горбунова [9]:

$$e_n = \frac{4}{\pi E} \left[\frac{2\pi R^3}{Bk_2} k_\phi + \frac{2RL_{шш}}{D_{шш}^4} + \frac{L_{шш}}{D_{шш}^2} + \frac{L_{кш}}{D_{кш}^2} \right] + \frac{2R - (D_{кш} + D_{шш})}{GBh},$$

где $k_2 = \sqrt{[0,5(D_{кш} + D_{шш}) - R]^2 + h^2}$; $k_\phi = 0,8(1 - \cos \gamma_k)$; $L_{шш} = L_{шш} + 0,2h$; $L_{кш} = L_{кш} + 0,2h$.

Формула С. Ф. Дорея [10]:

$$e_n = \frac{R^2}{E} \left[k_3 \frac{L_{шш}}{I_{шш}} \left(0,5 + \frac{\gamma_k^\circ}{360} \right) + \left(0,167 + \frac{\gamma_k^\circ}{360} \right) \frac{R}{I_{шц}} \right],$$

где коэффициент k_3 принимает различные значения для составных и полусоставных валов.

Формула Н. С. Скорчева [11] (применима для валов крупноразмерных малооборотных дизелей):

$$e_n = k_\phi \frac{R^2}{E} \left[\left(0,175 \frac{R}{D_{шш}} + 0,285 \right) \frac{R}{I_{шц}} + \frac{L_{шш}}{I_{шш}} \right].$$

Формула В. С. Стоянова [12] (рекомендована для валов среднеоборотных двигателей):

$$e_n = \frac{1}{E} \left[\frac{(L_{\text{шш}} + 0,48h)R^2}{I_{\text{шш}}} + \frac{L_{\text{шш}} + 0,7h}{F_{\text{шш}}} + \frac{L_{\text{кш}} + 0,7h}{F_{\text{кш}}} + \frac{4,72Rk_n}{Bch} \left(1 + 1,7 \frac{R^2}{h^2} \right) \right],$$

где $c = 3,97 - 3,64 \frac{2B}{D_{\text{кш}} + D_{\text{шш}}} + 1,13 \left(\frac{2B}{D_{\text{кш}} + D_{\text{шш}}} \right)^2$, k_n – коэффициент, зависящий от величины перекрытия шеек.

При анализе структуры формул достаточно трудно увидеть какой-либо физический смысл, лежащий в их основе. Ранее отмечалось, что результаты расчета по эмпирическим формулам существенно отличаются (то же касается и результатов расчета по соответствующим эмпирическим формулам крутильной податливости кривошипов коленчатых валов [13]). В таблице представлены сведения о податливостях кривошипов судовых двигателей, а также некоторых автомобильных двигателей, конвертируемых в судовые.

Определенные по эмпирическим формулам значения продольной податливости кривошипов коленчатых валов $e_n \times 10^9$, м/Н

Values of the longitudinal compliance of crankshaft cranks $e_n \times 10^9$, m/N, determined by empirical formulas

Двигатель	Формула								
	ЦНИИМФ	Е. Я. Горбунов	П. Драминский (1)	П. Драминский (2)	Г. Андерсон	С. Ф. Дорей	Л. Гульемотти – Р. Маччотта	В. С. Стоянов	Н. С. Скорчев
ЧН 26/26	1,3936	21,0847	43,8976	1,4450	65,3776	1,6559	0,45358	49,5119	1,0061
ЧН 25/34	2,0526	86,9028	1,4735	2,1597	2,0902	2,9753	0,4221	1,8364	2,1652
ЧН 18/22	1,7591	1,0296	1,1481	2,1443	1,6422	2,3551	0,6023	1,3560	1,6146
ЧН 18/20	5,6711	1,3833	1,6074	6,3102	4,0740	5,6537	0,0219	2,3072	4,1820
ЧН 10,5/12,7	9,9094	1,2279	1,4112	1,0224	5,8784	0,1079	0,0759	2,7029	6,9946
ДН 23/30	2,6894	35,4254	67,1865	2,7552	1,4499	2,5259	0,5234	1,0580	1,8034
ЧН 10,5/13	5,1482	1,5434	1,4040	5,5885	3,7070	6,3047	0,0398	1,9834	4,0781
ЧН 15/18	8,9286	1,6664	1,7161	9,5137	5,8713	8,2014	0,0338	2,3777	6,1660
ЧН 14/14	4,0219	1,1623	1,1330	4,1284	2,0151	3,7837	0,0224	1,5835	2,5854
ЧН 13/14	3,7730	1,3680	1,2243	3,9580	1,7369	3,1760	0,0616	1,6769	2,0448

Податливость кривошипа двигателя типа ЧН 26/26, определенная расчетом по МКЭ, составила $3,3220 \cdot 10^{-9}$ м/Н.

Разница значений податливости кривошипов впоследствии приведет к такой же разнице при определении возмущающей колебания продольной силы P_{oc} . Еще одно обстоятельство заключается в том, что все эмпирические формулы выведены для полноопорных коленчатых валов классической формы. Между тем в современном моторостроении применяются и неполноопорные валы, в том числе валы с разрезными шатунными шейками.

Эмпирические формулы связывают продольную податливость кривошипа с весьма ограниченным набором его конструктивных параметров, практически не учитывается геометрическая форма шеек, толщина которых может быть различной (рис. 2).

Мы можем предположить целесообразность внедрения в практику, наряду с эмпирическими формулами, регрессионных уравнений, связывающих необходимое число конструктивных размеров с величиной продольной (а также и крутильной) податливости. Применение такого рода уравнений в совокупности с расчетами МКЭ должно способствовать выбору оптимальных значений указанных размеров, а также прогнозированию значений податливости в связи с их изменениями в процессе проектирования.

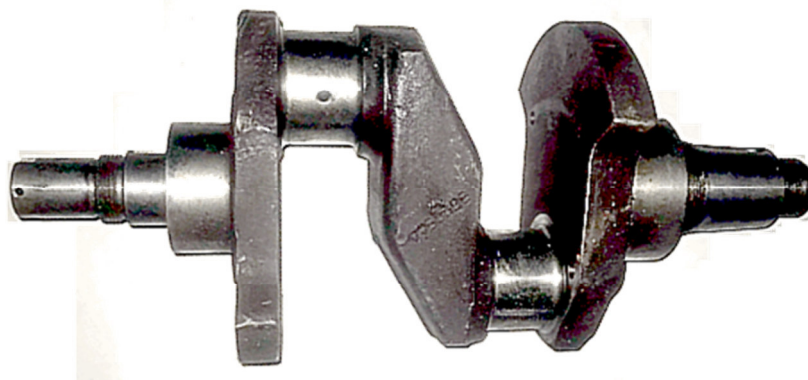


Рис. 2. Неполноопорный коленчатый вал двигателя 2Ч8,5/11
Fig. 2. Partial bearing crankshaft of the engine 2Ч8,5/11

Цель настоящей работы – обоснование эффективности применения МКЭ для вывода регрессионных уравнений, связывающих конструктивные размеры кривошипа и его продольную податливость, а также расчета осевой силы, возмущающей продольные колебания коленчатого вала двигателей.

Методы и материалы исследования

Указанные расчеты основаны на использовании твердотельных трехмерных моделей двигателей, разработанных в среде САД-системы. При разработке моделей целесообразно предусмотреть параметризацию тех размеров, которые впоследствии будут использоваться в качестве аргументов регрессионного уравнения. В качестве примера на рис. 3 и 4 представлена трехмерная модель кривошипа двигателя типа ЧН 25/34 при различных задаваемых величинах параметра $h1$ значениях толщины щеки.

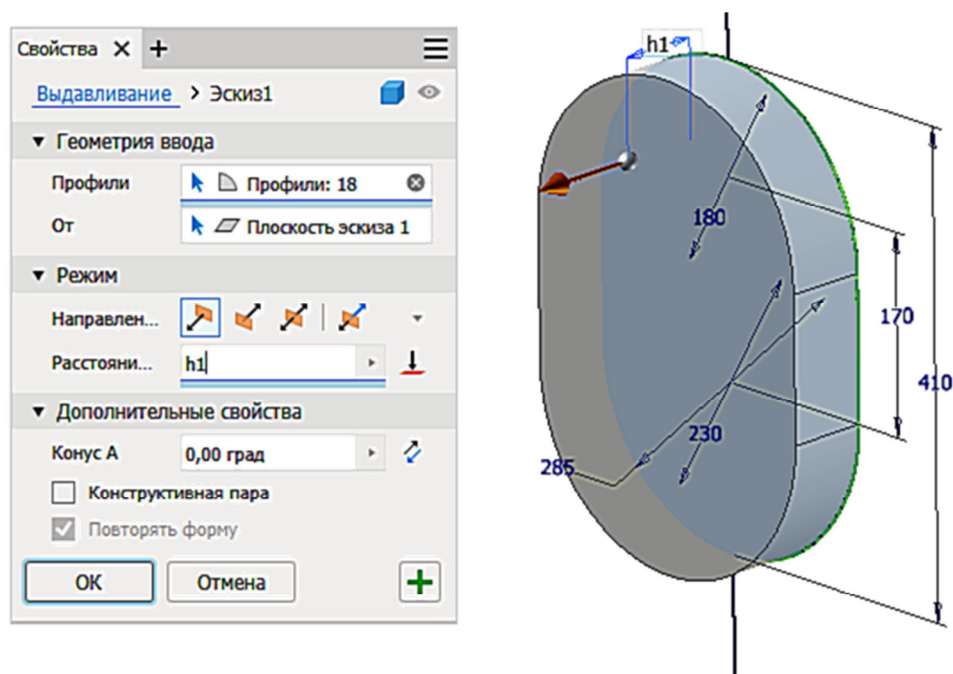


Рис. 3. Задание толщины щеки кривошипа при помощи параметра $h1$
(среда приложения Autodesk Inventor Pro)

Fig. 3. Setting the crank web thickness using the $h1$ parameter (Autodesk Inventor Pro environment)

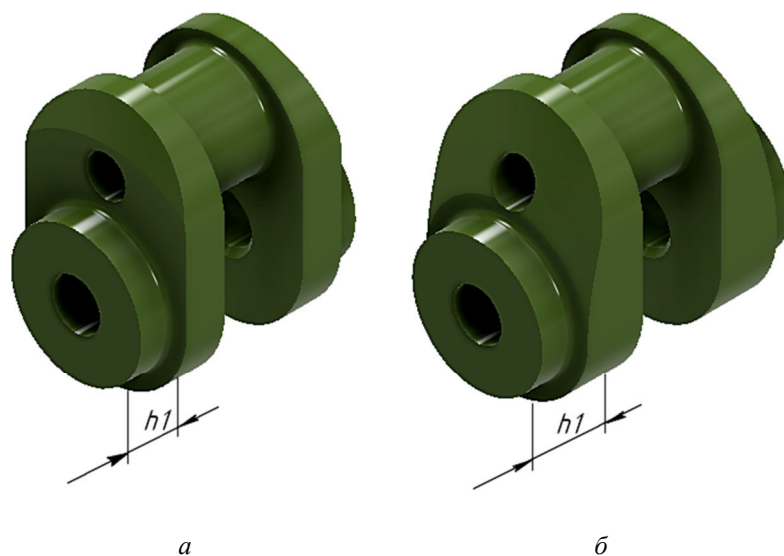


Рис. 4. Трехмерная модель кривошипа двигателя ЧН 25/34 при малом (а) и большом (б) значениях толщины щеки, определяемой значением параметра $h1$

Fig. 4. 3D model model of the crank of the ЧН 25/34 engine with small (а) and large (б) values of cheek thickness determined by the value of the parameter $h1$

В качестве примера будем формировать регрессионное уравнение, связывающее продольную податливость кривошипа с тремя варьируемыми конструктивными размерами – шириной и толщиной щеки, длиной шатунной шейки (число таких параметров может быть значительно бóльшим). Параметризация конструктивных параметров позволяет достаточно оперативно изменять трехмерные модели, а применение для поиска регрессионного уравнения методов планирования эксперимента [14] способствует сокращению числа виртуальных испытаний. Под такими испытаниями будем понимать расчет по МКЭ продольной податливости кривошипа под действием единичной сжимающей силы.

Вывод регрессионного уравнения выполнен для кривошипа, параметры которого изменялись в пределах: $270 \leq B \leq 330$; $38 \leq h \leq 98$; $120 \leq L_{\text{шн}} \leq 158$ (размеры указаны в мм). Полученное регрессионное уравнение имеет вид:

$$e_n = 10^{-10} (6,1 - 0,0583B - 0,0386h + 0,0102L_{\text{шн}}).$$

Податливость вала может зависеть от таких размеров, как эксцентриситет отверстий в шейках, положение центра масс в связи с наличием противовесов, радиусы галтелей и др., которые не учитываются в эмпирических формулах. С другой стороны, регрессионные уравнения в конкретном случае могут содержать в качестве аргументов не все конструктивные параметры кривошипа, если его главные размеры (диаметры шеек, радиус кривошипа и т. д.) уже не будут в дальнейшем изменяться.

Метод конечных элементов может эффективно применяться и при определении продольной возмущающей силы, которая обычно вычисляется по формуле В. С. Стоянова [12]: $P_{oc} = cZ/e_n$, где c – так называемый коэффициент влияния (своеобразная передаточная функция); Z – радиальная сила. Величину c определяют по весьма громоздкой полуэмпирической формуле, учитывающей размеры кривошипа и перекрытие его шеек. В работе [15] отмечено, что реализация эксперимента для определения коэффициента c весьма затруднена и его (коэффициент) определяют расчетом, базирующимся на аппроксимации кривошипа стержневыми моделями. В работе [5] проиллюстрировано, что расхождение в значениях этого коэффициента для одного и того же кривошипа достигает 22 %. В связи с различиями значений, определенных по эмпирическим формулам величин продольной податливости кривошипов, значения осевой силы (и далее напряжений от продольных колебаний) также становятся весьма различными. Предлагаемый способ расчета осевой силы основан на положении, что эта сила является реакцией кор-

пуca на воздействие, вызванное радиальной силой. Современные программные продукты, реализующие расчеты МКЭ, позволяют определять реакции, обусловленные наложенными кинематическими и силовыми граничными условиями: на рис. 5 приведен соответствующий фрагмент интерфейса приложения ANSYS WBU.

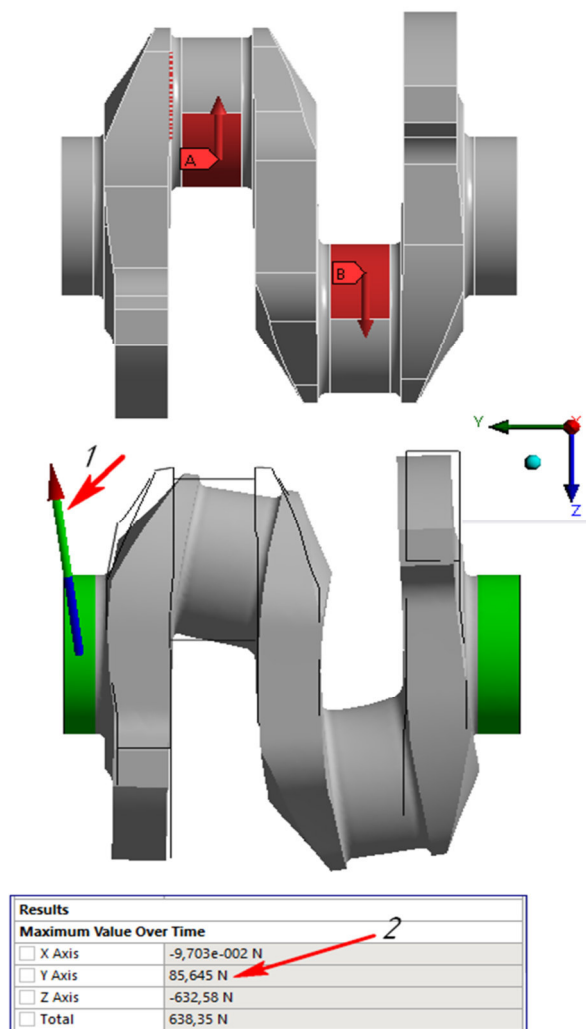


Рис. 5. Определение реакций коренных опор двигателя 4ЧН 9,2/6,6 на воздействие растягивающих кривошип радиальных сил, приложенных к поверхностям *A* и *B* в некоторый момент времени: *1* – графическое отображение реакции; *2* – текстовый вывод значений ее компонентов

Fig. 5. Studying the reactions of main bearings of the engine 4ЧН 9.2/6.6 to the stretching the crank radial forces exerted to the surfaces *A* and *B* at a certain point: *1* - graphic display of the reaction; *2* - text output of the component values

Преимущество предлагаемого метода расчета заключается и в том, что его трудоемкость не увеличивается при усложнении конструкции кривошипа и увеличении числа нагружающих этот кривошип радиальных сил.

Заключение

Таким образом, применение МКЭ для вычисления возмущающей силы при расчете продольных колебаний, внедрение – наряду с известными эмпирическими формулами – регрессионных уравнений для определения продольной податливости, в частности продольной податливости кривошипов коленчатых валов, представляются заслуживающими внимания и введения в расчетную практику.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Румб В. К., Арутюнян А. С. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Мор. вестн. 2009. № 2 (30). С. 46–47.
2. Румб В. К., Хоанг Ван Ты. Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Двигателестроение. 2018. № 1 (271). С. 3–7.
3. Чистяков В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1990. 276 с.
4. Лебедев А. И. Система автоматического измерения упора гребного винта и продольных колебаний валов судовых энергетических установок: автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2010. 24 с.
5. Хоанг Ван Ты. Имитационное моделирование случайных факторов при расчете осевых колебаний судовых дизельных установок: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2019. 210 с.
6. Судовые малооборотные двигатели с турбонаддувом / под ред. Н. Н. Иванченко. Л.: Судостроение, 1967. 306 с.
7. Draminsky P., Warming E. Axiale Schwingungen fon Kurbekwellen // MTZ. 1942. Heft 2. P. 292–301.
8. Зинченко В. И. Влияние продольных колебаний коленчатых валов на работу главных дизель-генераторов ледоколов типа «Москва» // Тр. ЦНИИ мор. флота. 1970. Вып. 125. С. 80–103.
9. Баршай Ю. С., Горбунов Е. Я. Приближенная оценка осевой податливости кривошипа коленчатого вала // Тр. ЦНИИ мор. флота. 1975. Вып. 192. С. 70–79.
10. Dorey S. F. Strength of marine engine shafting // I.S.P. Journal. 1939. N. 55. P. 69–78.
11. Скорчев Н. С. Исследование продольных колебаний валопроводов судовых дизельных установок и их возбуждение крутильными колебаниями: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1972. 19 с.
12. Стоянов В. С. Исследование осевой податливости коленчатых валов и анализ сил, возбуждающих продольные колебания валопроводов судовых дизельных установок: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1970. 19 с.
13. Тарсис Ю. Л. О применении эмпирических формул для определения крутильной податливости колена коленчатого вала // Вестн. Нац. техн. ун-та «Харьковский политехнический институт». 2011. № 52. С. 191–195.
14. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 269 с.
15. Найдено О. К. Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания. Л.: Изд-во ВМА, 1974. 538 с.

REFERENCES

1. Rumb V. K., Arutiunian A. S. O neobkhodimosti rascheta osevykh kolebaniy sudovykh valoprovodov [On necessity of calculating axial vibrations of ship shafting]. *Morskoi vestnik*, 2009, no. 2 (30), pp. 46-47.
2. Rumb V. K., Khoang Van Ty. Osobennosti rascheta osevykh kolebaniy sudovykh valoprovodov [Features of calculating axial vibrations of ship shafting]. *Dvigatelistroenie*, 2018, no. 1 (271), pp. 3-7.
3. Chistiakov V. K. *Dinamika porshnevyykh i kombinirovannykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Dynamics of piston engines and combined internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 276 p.
4. Lebedev A. I. *Sistema avtomaticheskogo izmereniia upora grebnogo vinta i prodol'nykh kolebaniy valov sudovykh energeticheskikh ustanovok: avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk* [System for automatic measuring propeller screw stop and longitudinal vibrations of shafts of ship power plants: diss. abstr. ... cand. tech. sci.]. Saint-Petersburg, 2010. 24 p.
5. Khoang Van Ty. *Imitatsionnoe modelirovanie sluchainykh faktorov pri raschete osevykh kolebaniy sudovykh dizel'nykh ustanovok: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Simulation modeling random factors in calculation of axial vibrations of ship diesel installations: diss. ... cand. tech. sci.]. Saint-Petersburg, 2019. 210 p.
6. *Sudovye malooborotnye dvigateli s turbonaddvom* [Marine low-speed turbocharged engines]. Pod redaktsiei N. N. Ivanchenko. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1967. 306 p.
7. Draminsky P., Warming E. Axiale Schwingungen fon Kurbekwellen. *MTZ*, 1942, Heft 2, pp. 292-301.
8. Zinchenko V. I. Vliianie prodol'nykh kolebaniy kolenchatykh valov na rabotu glavnykh dizel'-generatorov ledokolov tipa «Moskva» [Influence of longitudinal vibrations of crankshafts on operation of main diesel generators of icebreakers type Moscow]. *Trudy TsNII morskogo flota*, 1970, iss. 125, pp. 80-103.
9. Barshai Iu. S., Gorbunov E. Ia. Priblizhennaia otsenka osevoi podatlivosti krivoshipa kolenchatogo vala [Approximate assessment of axial compliance of crank]. *Trudy TsNII morskogo flota*, 1975, iss. 192, pp. 70-79.
10. Dorey S. F. Strength of marine engine shafting. *I.S.P. Journal*, 1939, no. 55, pp. 69-78.
11. Skorchev N. S. *Issledovanie prodol'nykh kolebaniy valoprovodov sudovykh dizel'nykh ustanovok i ikh возбуждение крутильными колебаниями: avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk* [Studying longitudinal vibrations of shafting of ship diesels and their excitation by torsional vibrations: diss. abstr. ... cand. tech. sci.]. Leningrad, 1972. 19 p.

12. Stoianov V. S. *Issledovanie osevoi podatlivosti kolenchatykh valov i analiz sil, vzbuzhdaiushchikh prodol'nye kolebaniia valoprovodov sudovykh dizel'nykh ustanovok: avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk* [Studying axial compliance of crankshafts and analysis of forces exciting longitudinal vibrations of shafting of ship diesels: diss. abstr. ... cand. tech. sci.]. Leningrad, 1970. 19 p.

13. Tarsis Iu. L. O primeneniі empiricheskikh formul dlia opredeleniia krutil'noi podatlivosti kolena kolenchatogo vala [On application of empirical formulas to determine torsional compliance of crank]. *Vestnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta «Khar'kovskii politekhnicheskii institut»*, 2011, no. 52, pp. 191-195.

14. Adler Iu. P. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimal'nykh uslovii* [Planning experiment in search for optimal conditions]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 269 p.

15. Naidenko O. K. *Dinamika korabel'nykh energeticheskikh ustanovok s dvigateliami vnutrennego sgoraniia* [Dynamics of ship power plants with internal combustion engines]. Leningrad, Izd-vo VMA, 1974. 538 p.

Статья поступила в редакцию 22.10.2021; одобрена после рецензирования 29.10.2021; принята к публикации 01.11.2021.
The article was submitted 22.10.2021; approved after reviewing 29.10.2021; accepted for publication 01.11.2021.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Александр Иванович Яманин – доктор технических наук; профессор; Ярославский государственный технический университет; 150023, Ярославль, Московский пр., 88; yamaninai1@ystu.ru

Владимир Анатольевич Жуков – доктор технических наук, доцент; Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова; 198515, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7; zhukovva@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Alexander I. Yamanin – Doctor of Technical Sciences, Professor; Yaroslavl State Technical University; 150023, Yaroslavl, Moskovsky pr., 88; yamaninai1@ystu.ru

Vladimir A. Zhukov – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor; Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping; 198035, Saint-Petersburg, Dvinskaya st., 5/7; zhukovva@gumrf.ru

