

## ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ С КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ С ПРИЦЕПНЫМ ШАТУНОМ

*И.О. Лысов, д.т.н., асп., В.Г. Камалтдинов, д.т.н., проф.  
Южно-Уральский государственный университет*

Проведены расчетные исследования рабочего цикла форсированного дизеля 12ЧН15/16 с прицепным шатуном при форсировании до 883 кВт при 2100 об/мин. Определены расчетные значения максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных и боковых цилиндрах. Показано, что при данном уровне форсирования максимальное давление газов в боковом цилиндре больше на 3,6 % по сравнению с главным, а индикаторные показатели цикла улучшаются. Установлено, что основными причинами различий максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных цилиндрах и цилиндрах с прицепным шатуном являются различие в рабочем объеме, запаздывании на 1 град ПКВ прихода поршня в ВМТ и опережении прихода поршня в НМТ на 4 град ПКВ в цилиндре с прицепным шатуном. Для равномерного нагружения всех цилиндров необходимо выполнить корректировки механизма газораспределения и опережения подачи топлива в цилиндрах с прицепным шатуном по сравнению с главными цилиндрами.

### Введение

В конструкции многих транспортных V-образных поршневых двигателях внутреннего сгорания, различного назначения (судовые и локомотивные дизели, авиационные двигатели и др.) применяется кривошипно-шатунный механизм (КШМ) с прицепным шатуном. Данный тип механизма имеет некоторые преимущества по сравнению с прочими типами КШМ (уменьшение длины коленчатого вала и всего двигателя, возможность создания звездообразных компоновочных схем и т. д.). Известно, что ход поршня с прицепным шатуном в боковом цилиндре несколько больше, чем в главном, что приводит к некоторому увеличению рабочего объема по сравнению с главным цилиндром. Одновременно изменяется закон перемещения поршня в боковом цилиндре. При форсировании таких дизелей дополнительно приходится решать задачу обес-

печения равномерного нагружения главных и боковых цилиндров, в частности, силами давления газов. В связи с этим возникают практические вопросы: насколько отличаются максимальные давления газов и индикаторные показатели цикла в боковом цилиндре относительно главного при форсировании дизеля? И за счет чего можно уменьшить неравномерность нагружения?

### Расчетные исследования и обработка результатов

Цель данного исследования — разработать рекомендации по изменению регулировок механизма газораспределения и цикловой подачи топлива в боковых цилиндрах при форсировании транспортного дизеля 12ЧН15/16 для снижения динамической нагрузки на детали КШМ с прицепным шатуном.

Для достижения этой цели решались следующие задачи:

1. Разработать алгоритм расчета закона перемещения поршня с прицепным шатуном для моделирования параметров рабочего цикла форсированного дизеля в инженерной программе для ЭВМ.
2. Определить расчетные значения максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных цилиндрах и цилиндрах с прицепным шатуном при форсировании дизеля до 883 кВт при 2100 об/мин.
3. Определить причины различий максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных цилиндрах и цилиндрах с прицепным шатуном и способы их нивелирования.

Известно, что закон движения поршня с прицепным шатуном в боковом цилиндре существенно отличается от такового для поршня и шатуна главного цилиндра. Кинематика перемещения поршня в боковом цилиндре на практике вычисляется с помощью аналитических зависимостей, разработанных советскими авторами (И.Ш. Нейман, И.А. Биргер, И.И. Холмаков, А.И. Володин и др.) [1–7] или средств САД/САЕ-технологий специализированных программных продуктов для исследования динамики механических систем [8–14]. Сравнительная оцен-

ка различных способов расчета для анализа кинематики КШМ с прицепными шатунами приведена в работе [15]. На основе анализа этих данных для проведения расчетного исследования была выбрана методика расчета перемещения поршня в боковом цилиндре [3]. В этой методике перемещение поршня относительно верхней мертвой точки (ВМТ) определяется с точностью до гармоника второго порядка из выражения

$$S_{np} = S_{0l} - R[E \cos(\varphi_l + \Phi) + 0,25F \cos(2\varphi_l - \theta)] \quad (1)$$

где  $\varphi_l$  — угол поворота кривошипа от оси бокового цилиндра;  $R$  — радиус кривошипа;  $S_{0l}$ ,  $E$ ,  $\Phi$ ,  $F$ ,  $\theta$  — коэффициенты, зависящие от геометрических размеров механизма.

Вспомогательные углы  $\Phi$  и  $\theta$  и коэффициенты  $E$  и  $F$  определяются по следующим приближенным выражениям:

$$\Phi = \arctg \frac{(r/l)\sin \psi - (1+r/l)(r/L)\sin \psi \cos \gamma}{1 + (1+r/l)(r/L)\sin \psi \sin \gamma}, \quad (2)$$

$$\theta = \arctg \frac{[\lambda r/(2l)]\sin \gamma - (1+r/l)[\lambda r/(4L)]\sin 2\gamma}{R/4l - [\lambda r/(2l)]\cos \gamma + (1+r/l)[\lambda r/(4L)]\cos 2\gamma}, \quad (3)$$

$$E = \frac{1 + (1+r/l)(r/L)\sin \psi \sin \gamma}{\cos \Phi}, \quad (4)$$

$$F = \frac{4[R/4l - (\lambda r)/(2l)\cos \gamma + (1+r/l)[\lambda r/(4L)]\cos 2\gamma]}{\cos \theta}, \quad (5)$$

где  $r$  — расстояние от оси пальца прицепного шатуна до центра головки главного шатуна;  $l$  — длина прицепного шатуна;  $L$  — длина главного шатуна;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $\gamma$  — угол между осями цилиндров;  $\psi$  — разность между углами  $\gamma_l$  и  $\gamma$ ;  $\gamma_l$  — угол между осью главного шатуна и радиусом  $r$ .

Значение  $S_{0l}$  определяется из условия, что при некотором значении угла  $\varphi_{0l}$  поршень находится в ВМТ, т. е. значение перемещения равно нулю.

Тогда

$$S_{0l} = R[E \cos(\varphi_{0l} + \Phi) + 0,25F \cos(2\varphi_{0l} - \theta)] \quad (6)$$

где угол  $\varphi_{0l}$  определяется из приближенного уравнения

$$\operatorname{tg} 2\varphi_{0l} = \frac{F \sin \theta - E \sin 2\Phi}{F \cos \theta + E \cos 2\Phi}. \quad (7)$$

Алгоритм расчета закона перемещения поршня с прицепным шатуном был внедрен в основной алгоритм инженерной программы для ЭВМ «Программа расчета рабочего цикла дизеля «Double-Wiebe function», разработанную на кафедре двигателя внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей ЮУрГУ (НИУ), и на которую получено свидетельство о государственной регистрации [16]. Программа позволяет рассчитывать рабочий цикл форсированного транспортного ди-

зеля с двумя законами сгорания топлива по Вие И.И. [17] и давление и температуру рабочего тела в цилиндре по известной методике [18]. С ее использованием выполнены расчетные исследования рабочего цикла для главного и бокового цилиндров транспортного дизеля 12ЧН15/16, форсированного до 883 кВт при 2100 об/мин. При этом на первом этапе все исходные данные, кроме геометрической степени сжатия и параметров КШМ с прицепным шатуном, принимались одинаковыми для обоих типов цилиндров. Величина геометрической степени сжатия в боковом цилиндре определена из условия равенства объемов камеры сгорания в главном и боковом цилиндрах.

В результате получены законы перемещения поршня, изменения давления и температуры рабочего тела и индикаторной работы газов в обоих цилиндрах в диапазоне от 180 до 540 градусов поворота коленчатого вала (град ПКВ).

Сравнение графиков перемещения поршней в цилиндрах и с главным прицепным шатуном (рис. 1, 2) показывает, что поршень в боковом цилиндре достигает ВМТ в 361 град ПКВ, то есть запаздывает на 1 град ПКВ по сравнению с поршнем в главном цилиндре. В нижнюю мертвую точку (НМТ) этот поршень приходит в 535 град ПКВ, то есть опережает на 4 град ПКВ поршень в главном цилиндре.

Таким образом, поршень в цилиндре с прицепным шатуном сначала в такте сжатия отстает от поршня в главном цилиндре, а затем в такте расширения его опережает. На рис. 3 показано, что максимальная скорость поршня с прицепным шатуном в такте сжатия составляет 17,5 м/с, а в такте расширения — 19,4 м/с. При этом максимальная скорость поршня в главном цилиндре во всех тактах одинакова и равна 17,7 м/с.

Ход поршня с прицепным шатуном на 6,7 мм больше хода поршня в главном цилиндре, и, со-

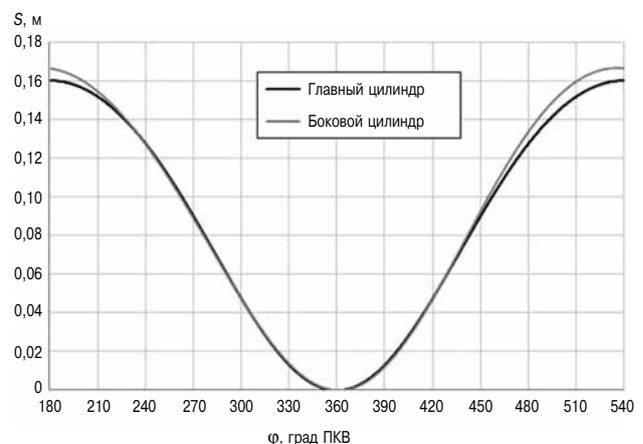
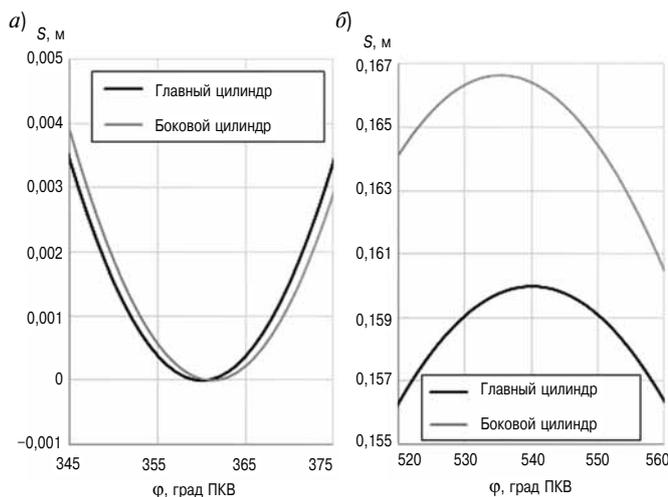


Рис. 1. Перемещение поршней в главном и боковом цилиндрах дизеля 12ЧН15/16



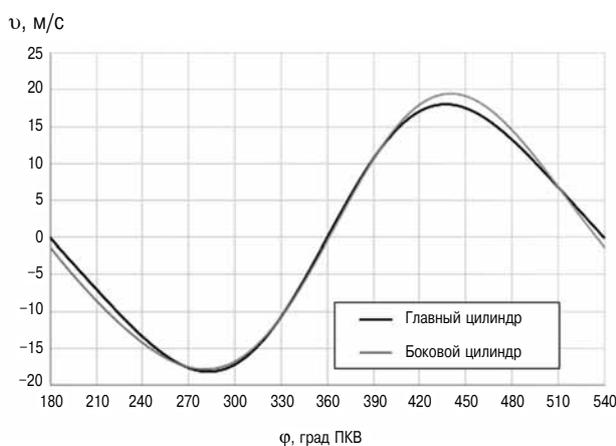
**Рис. 2.** Перемещение поршней в главном и боковом цилиндрах в области верхней (а) и нижней (б) мертвых точек

ответственно, рабочий объем в боковом цилиндре также больше (на 0,124 л).

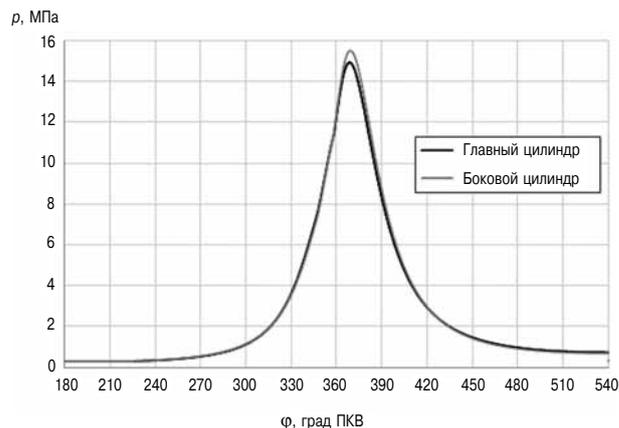
Сравнение графиков изменения давления и температуры газов в главном и боковом цилиндрах (рис. 4 и 5) показывает, что в такте сжатия давление и температура газов практически совпадают. Однако максимальное давление в боковом цилиндре достигает величины в 15,49 МПа, а в главном —  $p_{\max} = 14,95$  МПа. Превышение составляет 0,54 МПа или 3,6 %.

При этом максимальные температуры отличаются незначительно (всего на 6 К). А температура газов в конце расширения в боковом цилиндре ниже на 20 К по сравнению с главным цилиндром.

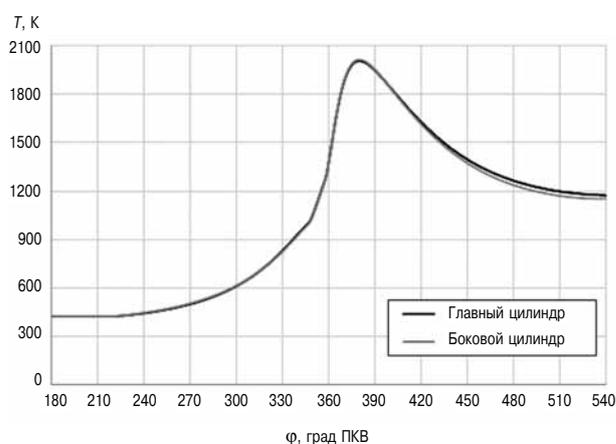
Повышенное давление газов в цилиндрах с прицепным шатуном увеличивает механическую нагрузку на детали цилиндропоршневой группы и КШМ по сравнению с главным цилиндром, что может сказаться на их надежности.



**Рис. 3.** Скорость поршня в главном и боковом цилиндрах



**Рис. 4.** Диаграмма изменения давления газов в главном и боковом цилиндрах

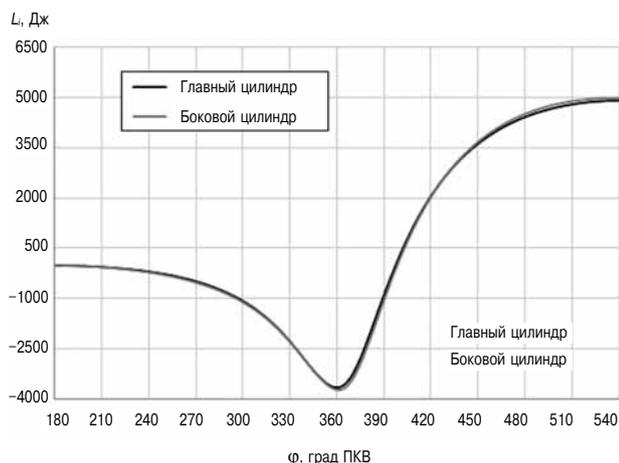


**Рис. 5.** Диаграмма изменения температуры газов в главном и боковом цилиндрах

Большее наполнение свежим зарядом и увеличенный рабочий объем цилиндров с прицепным шатуном совместно с повышенным давлением газов приводит к увеличению индикаторной работы газов (рис. 6)  $L_i$  до 4976 Дж по сравнению с 4909 Дж для главных цилиндров. Превышение составляет 67 Дж или 1,36 %. Среднее индикаторное давление  $p_i$  и индикаторная мощность  $N_i$  этих цилиндров составляют 1,76 МПа и 87,09 кВт соответственно, что также превышает на 1,36 % аналогичные показатели главных цилиндров. Удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  соответственно уменьшился до 165,7 г/кВт·ч по сравнению с 167,9 г/кВт·ч для главных цилиндров.

На втором этапе расчетных исследований определялись способы нивелирования различий максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в цилиндрах с прицепным шатуном и главных цилиндров.

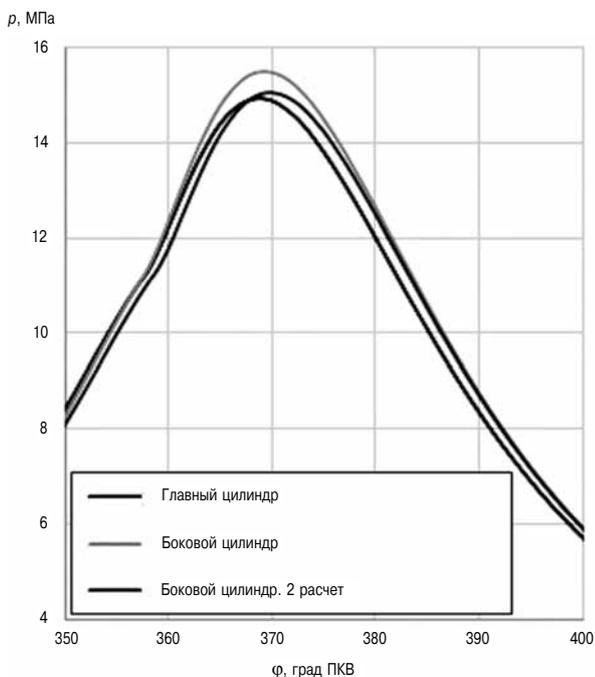
Принимая во внимание запаздывание прихода в ВМТ поршня с прицепным шатуном, произведена корректировка угла начала сгорания топлива в этом цилиндре на 1 град ПКВ позже по



**Рис. 6. Диаграмма изменения индикаторной работы газов в главном и боковом цилиндрах в тактах сжатия и расширения**

сравнению с главным цилиндром при сохранении закона выгорания. Одновременно запаздывание угла закрытия впускных клапанов также было увеличено на 1 град ПКВ

В результате получили максимальное давление газов  $p_{max}$  в боковом цилиндре 15,07 МПа, то есть всего на 0,12 МПа (на 0,8 %) больше давления в главном цилиндре, составляющем 14,95 МПа (рис. 7). Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность также уменьшились до 1,756 МПа и 86,87 кВт соответственно. Однако их превышение по сравнению с показателями главного цилиндра составило около 1,1 %.



**Рис. 7. Фрагмент диаграммы изменения давления газов вблизи ВМТ в главном и боковом цилиндрах в первом и во втором расчетах**

Дальнейшее снижение среднего индикаторного давления и индикаторной мощности до уровня показателей главного цилиндра (1,736 МПа и 5,92 кВт соответственно) можно получить уменьшением цикловой подачи на 1,2 %. Максимальное давление газов при этом составит 15,0 МПа, что всего на 0,05 МПа (на 0,3 %) больше давления в главном цилиндре.

**Заключение**

На основании полученных результатов расчета можно сделать следующие выводы.

1. Разработанный алгоритм расчета закона перемещения поршня с прицепным шатуном в инженерной программе для ЭВМ позволил выполнить расчетные исследования рабочего цикла форсированного дизеля с учетом изменения объема сжатия-расширения и определить отличия в регулировках механизма газораспределения и подачи топлива для равномерного нагружения всех цилиндров.

2. Определены расчетные значения максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных цилиндрах и цилиндрах с прицепным шатуном при форсировании до 883 кВт при 2100 об/мин. В главных цилиндрах  $p_{max} = 14,95$  МПа,  $L_i = 4909$  Дж,  $p_i = 1,736$  МПа и  $N_i = 85,92$  кВт,  $g_i = 167,95$  г/кВт·ч. В цилиндрах с прицепным шатуном при тех же регулировках  $p_{max} = 15,5$  МПа,  $L_i = 4976$  Дж,  $p_i = 1,76$  МПа и  $N_i = 87,09$  кВт,  $g_i = 165,7$  г/кВт·ч. То есть максимальное давление газов в боковом цилиндре больше на 3,6 %, а индикаторные показатели цикла улучшаются на 1,36 %.

3. Различия максимального давления газов и индикаторных показателей рабочего цикла в главных цилиндрах и цилиндрах с прицепным шатуном вызваны разницей в рабочих объемах цилиндров (на 0,124 л) и в наполнении свежим зарядом вследствие большего перемещения поршня (на 6,7 мм), запаздывания на 1 град ПКВ прихода поршня в ВМТ, большей степени расширения газов из-за повышенной скорости перемещения поршня на такте расширения и опережения прихода поршня в НМТ на 4 град ПКВ

4. Для снижения динамической нагрузки деталей КШМ с прицепным шатуном при форсировании транспортного дизеля 12ЧН15/16 до 883 кВт при 2100 об/мин необходимы следующие корректировки механизма газораспределения и подачи топлива в цилиндрах с прицепным шатуном по сравнению с главными цилиндрами:

- увеличить на 1 град ПКВ запаздывание закрытия впускных клапанов;
- уменьшить на 1 град ПКВ угол начала подачи топлива;
- уменьшить цикловую подачу топлива на 1,2 %.

## Литература

1. *Нейман И.Ш.* Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: Справочник / И.Ш. Нейман. — М.; Л. : ОНТИ НКТП СССР — Государственное авиационное и автотракторное издательство, 1933. — 208 с.
2. *Биргер И.А.* Авиационные поршневые двигатели / И.А. Биргер, Н.И. Дружинин и др. — М. : Государственное издательство оборонной промышленности, 1950. — 870 с.
3. *Володин А.И.* Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А.И. Володин. — М. : Транспорт, 1990. — 256 с.
4. *Холмаков И.И.* Динамика авиационных двигателей / И.И. Холмаков. — М.; Л. : Государственное издательство оборонной промышленности, 1938. — 147 с.
5. *Львов Е.Д.* Динамика поршневых двигателей / Е.Д. Львов. — М.; Л. : ОНТИ: Главная редакция автотракторной литературы, 1936. — 274 с.
6. *Истомин П.А.* Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П.А. Истомин — Л. : Судостроение, 1964. — 288 с.
7. *Бортников М.Т.* Авиационные двигатели: сб. справ. материалов / М.Т. Бортников и др.; под ред. М.А. Левина, Г.В. Сеничкина — М. : Машгиз, 1951. — 244 с.
8. The Multibody Dynamics software ADAMS — <http://www.mscsoftware.com/product/adams> (дата обращения 14 июня 2017).
9. AVL EXCITE Power Unit software — <https://www.avl.com/web/guest/-/avl-excite-power-unit> (дата обращения 15 июня 2017).
10. Система NX компании Siemens PLM Software — <http://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/nx/about-nx-software.shtml> (дата обращения 17 июня 2017).
11. Программный комплекс Universal Mechanism (UM) для моделирования динамики механических систем — <http://www.umlub.ru> (дата обращения 17 июня 2017).
12. Программный комплекс ФРУНД для моделирования динамики систем твердых и упругих тел — <http://frund.vstu.ru/> (дата обращения 18 июня 2017).
13. Autodesk Inventor — <https://www.autodesk.ru/products/inventor/overview> (дата обращения 18 июня 2017).
14. Alaska / Simulation Engine for the modelling of mechanical systems and the simulation of the dynamic behaviour of the modelled systems — [https://www.tu-chemnitz.de/ifm/produkte-html\\_e/alaskaSimulationEngine.html](https://www.tu-chemnitz.de/ifm/produkte-html_e/alaskaSimulationEngine.html) (дата обращения 18 июня 2017).
15. *Жуков В.А.* Анализ алгоритмов расчета кинематики кривошипно-шатунных механизмов с прицепными шатунами / В.А. Жуков, А.И. Яманин // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. — 2016. — № 2 (36). — С. 107–117.
16. Свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ "Программа расчета рабочего цикла дизеля "Double-Wiebe function" / В.Г. Камалтдинов, И.О. Лысов; заявитель и правообладатель Юж.-Урал. гос. ун-т. — № 2017610304; заявл. 02.11.2016; опубл. 10.01.2017.
17. Diesel Engine Operating Cycle Optimization with Simulation of Combustion Process by Double-Wiebe Function / V.G. Kamaltdinov, I.O. Lysov, S.S. Nikiforov // Procedia Engineering. — 2015. — Vol. 129. — P. 873–878.
18. *Камалтдинов В.Г.* Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля / В.Г. Камалтдинов // Двигателестроение. — 2008 — № 2. — С. 31–34.