



УДК 631.3

DOI: 10.53083/1996-4277-2022-214-8-102-107

Г.В. Пыжанкин, А.О. Долматов

G.V. Pyzhankin, A.O. Dolmatov

МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДИЗЕЛЯ

MEASURES TO INCREASE THE COEFFICIENT OF DIESEL TORQUE BACKUP

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, дизель постоянной мощности, переменная нагрузка, тягово-динамический показатель, коэффициент приспособляемости, турбокомпрессор, газодинамический наддув.

Цель работы – провести анализ мероприятий для обеспечения работы дизеля с повышенным коэффициентом приспособляемости (повышенным запасом крутящего момента) для работы дизеля в режиме двигателя постоянной мощности (ДПМ). Применение дизеля в режиме работы ДПМ существенно повысит технико-экономические показатели машинно-тракторных агрегатов (МТА) с учетом воздействия на них при работе с переменной внешней нагрузкой. Известно, что применение ДПМ позволяет упростить трансмиссию МТА путем уменьшения количества ступеней в коробке передач. В работе дан сравнительный анализ скоростных характеристик дизельного двигателя, построенный по зависимостям, серийного дизеля 6Ч13/14 с корректором топливного насоса высокого давления, теоретической дизеля ДПМ, линейным увеличением крутящего момента при коэффициенте приспособляемости 1,4. Показано, что перевод серийного дизеля без дополнительных мероприятий возможен только при уменьшении мощности и, соответственно, крутящего момента при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Без изменения мощности и крутящего момента на номинальной частоте необходимо применение ряда мероприятий. Во-первых, оптимизация рабочего процесса, в том числе переход на систему типа Common Rail, обеспечит работу дизеля с меньшим коэффициентом избытка воздуха. Во-вторых, для увеличения коэффициента избытка воздуха, на режиме повышенного максимального крутящего момента, необходима оптимизация системы впуска и выпуска (снижение гидравличе-

ских сопротивлений с приемлемой закруткой потока воздуха в цилиндре), применение регулируемых турбокомпрессоров, применение газодинамического наддува обеспечивающих увеличение расхода воздуха. В результате предлагаемых мероприятий тяговая характеристика трактора приобретет большую линейность и, соответственно, большую приспособляемость к воздействию переменной нагрузки.

Keywords: machine-tractor unit, constant-power diesel engine, variable load, traction-dynamic index, adaptability coefficient, turbocharger, gas dynamic boost.

The research goal is to consider the measures to ensure the operation of a diesel engine with increased adaptability coefficient (increased torque backup) for the operation of a diesel engine in the constant-power engine mode. The use of diesel in the constant-power engine mode will significantly increase the technical and economic performance of machine-tractor units (MTU) taking into account the impact of variable external loads. It is known that the use of constant-power diesel engine makes it possible to simplify the transmission of a machine-tractor unit by reducing the number of gears in the gearbox. This paper deals with the comparison of the speed characteristics of a diesel engine designed according to the dependencies, serial diesel 6Ch13/14 with a high-pressure fuel pump corrector, theoretical constant-power diesel engine, and linear torque increase at adaptability coefficient of 1.4. It is shown that the transfer of a serial diesel without additional measures is possible only with decreased power and, accordingly, decreased torque at the rated crankshaft speed. Without changing the power and torque at the rated speed, it is necessary to apply a number of measures. Firstly, the optimization of the workflow, including the transition to the Common Rail system, will ensure the operation of the die-

sel engine with a lower excess air coefficient. Secondly, in order to increase the excess air coefficient, in the mode of increased full torque, it is necessary to optimize the intake and exhaust systems (reduction of hydraulic resistances with acceptable swirl of the air flow in the cylinder), the use

of adjustable turbochargers, and the use of gas-dynamic boost providing increased air flow. Due to the proposed measures, the tractor traction characteristic will acquire greater linearity and, accordingly, greater adaptability to the effects of variable loads.

Пыжанкин Геннадий Викторович, к.т.н., доцент, ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: genavp1953@mail.ru.

Долматов Анатолий Олегович, магистрант, ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: dolmatov.anatoliy@mail.ru.

Pyzhankin Gennadiy Viktorovich, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Altai State Technical University named after I.I. Polzunov, Barnaul, Russian Federation, e-mail: genavp1953@mail.ru.

Dolmatov Anatoliy Olegovich, master's degree student, Altai State Technical University named after I.I. Polzunov, Barnaul, Russian Federation, e-mail: dolmatov.anatoliy@mail.ru.

Введение

Для сельскохозяйственных тракторов и комбайнов в основном применяют дизельные двигатели с механической трансмиссией. Повышение их тягово-динамических показателей, работающих в тяжелых условиях с существенным изменением нагрузки, возможно применением ДПМ, реализация режимов работы которых связана с рядом вопросов.

Задача исследований – анализ мероприятий по созданию ДПМ с целью улучшения тягово-динамических показателей МТА, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях.

Материалы и методы исследования

Для показателя изменения крутящего момента применяется коэффициент приспособляемости, который для обычных дизелей составляет от 1,05 до 1,25, причем для быстроходных дизелей с газотурбинным наддувом этот показатель имеет меньшее значение.

При построении внешней скоростной характеристики проектируемого дизеля часто применяют эмпирические зависимости, например [1]

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[0,87 + 1,13 \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right]$$

$$\text{и } M_{ex} = 3 \cdot (10)^4 N_{ex} / (\pi n_x).$$

На рисунке 1 представлены расчетные для мощности и крутящего момента для дизеля с неразделенными камерами сгорания по зависимостям.

Показаны расчетные и реальные графики мощности и крутящего момента для дизеля 4С13/14 с корректором при номинальной частоте вращения $n = 1750 \text{ мин.}^{-1}$, что обеспечивается увеличением цикловой подачи топлива. При примерно одинаковом коэффициенте приспособляемости 1,19 реальный максимальный мо-

мент достигается при частоте вращения $n = 1400 \text{ мин.}^{-1}$ [2] и расчетный момент по [1] при $n = 1000 \text{ мин.}^{-1}$. Следовательно, тягово-динамические характеристики МТА этих двух вариантов будут отличаться.

В автомобилях легковых и общего назначения для повышения тягово-динамических характеристик применяются многоступенчатые коробки переменных передач (КПП), автоматические и другие механические передачи. Для широко используемой промышленной и сельскохозяйственной техники целесообразно применение дизелей с увеличенным коэффициентом приспособляемости, что улучшит тягово-динамические показатели техники, упростит трансмиссию путем сокращения количества ступеней КПП и облегчит работу водителя МТА. В работах [3, 4] отмечается, что современные тракторные дизели могут иметь запас крутящего момента в пределах 40-60%, и при величине коэффициента приспособляемости 1,35 дизель достаточно эффективно поддерживает постоянную мощность в области частоты вращения от 2200 до 1600 мин.^{-1} .

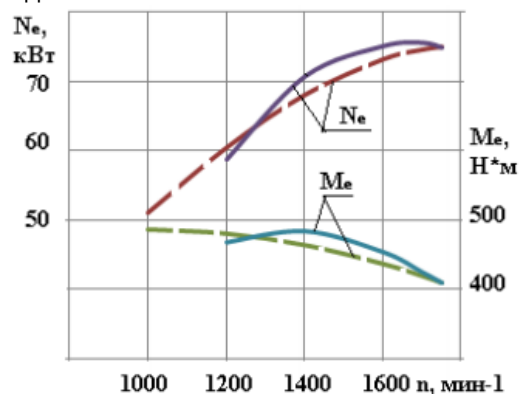


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика действительная дизеля 4С13/14 и расчетная по [1]

На рисунке 2 представлены характеристики дизеля с различными коэффициентами запаса крутящего момента [2, 5, 6] и изменение частоты вращения Δn от момента сопротивления при работе по регуляторной и корректорной ветви характеристики. Следует отметить, что авто-тракторная техника в основном эксплуатируется таким образом, чтобы работа по регуляторной характеристике осуществлялась при недогрузке мощности до 20%. Диапазон изменения частоты вращения Δn_2 с запасом крутящего момента 15% (линии 6 и 1) существенно меньше, чем Δn_1 с запасом крутящего момента 40% (линии 7 и 2). Для расчетной характеристики по [1], представленной на рисунке 1, Δn еще более увеличится и при дальнейшем увеличении момента сопротивления для его преодоления необходимо переключение на пониженную передачу трансмиссии, в результате скорость трактора, комбайна или другой техники будет снижена, что негативно отразится, например, на качестве пахоты. С другой стороны, можно уменьшить крутящую нагрузку и обеспечить работу двигателя в более широком диапазоне на регуляторной характеристике, однако при этом снижается производительность.

Примем расчетный коэффициент запаса крутящего момента $K = 1,4$ для постоянной мощности, равной $N_e = 73,3$ кВт по данным серийного дизеля, тогда характер изменения крутящего момента будет по параболе (рис. 3). При линейном изменении крутящего момента график мощности принимает выгнутый характер, что лучше отражает корректорную ветвь реального двигателя. В связи незначительного по величине из-

менения мощности в диапазоне частоты вращения от номинальной частоты до 1300 мин.⁻¹ условно можно принять, что дизель соответствует требованию ДПМ.

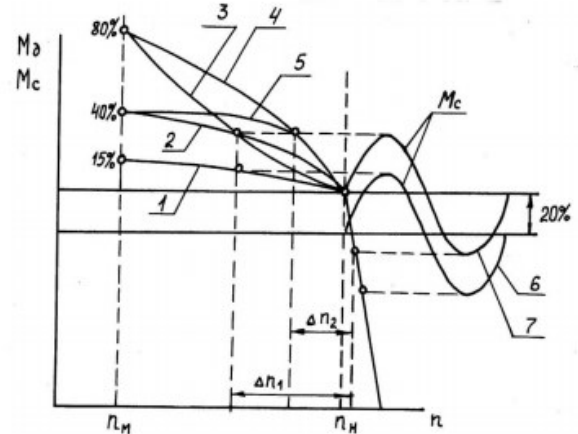


Рис. 2. Устойчивость статистической характеристики дизеля с различными коэффициентами запаса крутящего момента

По корректорной ветви дизель работает в тяжелых условиях в процессе эксплуатации, преодолевая кратковременные перегрузки, которые могут достигать у некоторых МТА до 80% общего времени их работы. На рисунке 4 представлены внешние скоростные характеристики серийного дизеля 4ЧН13/14 (позиция 1) и на базе серийного ДПМ с $k = 1,4$ (позиция 2) и уменьшенной номинальной мощностью, а также расчетного ДПМ с $k = 1,4$ и сохранением номинальной мощности, как у серийного дизеля (позиция 3).

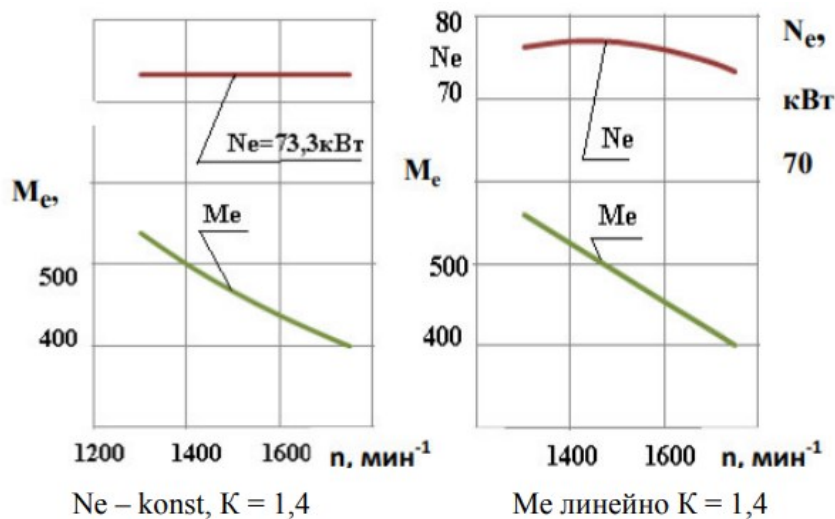


Рис. 3. Графики изменения мощности и крутящего момента при их различном задании

Уровень механической, тепловой нагрузки, дымный и токсичный выброс ОГ при работе дизеля по корректорной ветке всецело зависит от среднего эффективного давления P_e . О переходе работы дизеля за предел дымления косвенно можно судить по увеличению g_e удельного эффективного расхода топлива. Данная зависимость представлена на рисунке 5 (построена по данным [2]), из которой следует, что предельное форсирование дизеля не должно превышать $P_e = 0,92-0,94$ МПа, при котором коэффициент избытка воздуха α снижается менее 1,6. Отмеченное предельное P_e для серийного дизеля и дефорсированного ДПМ (рис. 4) по внешней скоростной характеристике наступает при $n = 1400$ мин.⁻¹, а форсированного ДПМ при $n = 1650$ мин.⁻¹.

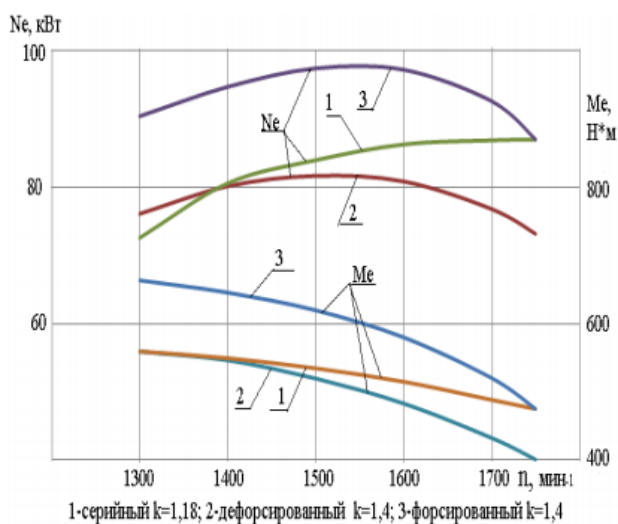


Рис. 4. Скоростные характеристики дизеля 4С13/14

Анализ показывает, что перевод серийного дизеля в режим работы ДПМ возможен снижением номинальной мощности или применением комплекса мероприятий. Нагрузка на детали, как правило, обеспечивается достаточным запасом прочности при проектировании дизеля, следовательно, необходимо либо оптимизировать рабочий процесс, позволяющий снизить минимальное значение α , либо увеличить расход воздуха.

Таким образом, для сохранения номинальной мощности дизеля можно назвать следующие мероприятия: оптимизация рабочего процесса дизеля, оптимизация системы впуска и выпуска, а также регулируемых турбокомпрессоров, применение газодинамического наддува.

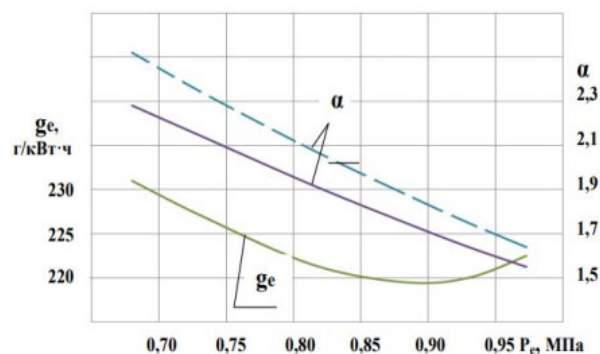


Рис. 5. Зависимость от среднего эффективного давления – удельного эффективного расхода топлива g_e – коэффициента избытка воздуха α (— серийный; --- с ГДН)

К оптимизации рабочего процесса можно отнести изменение закона цикловой подачи топлива [4, 7], в том числе двойной подачи, применение аккумуляторной системы впрыска топлива типа Common Rail [7]. Указанные мероприятия непосредственно связаны с оптимизацией формы камеры сгорания.

Оптимизация системы впуска должна обеспечивать оптимальное смесеобразование путем организации закрутки воздуха в цилиндре, при минимальных гидравлических сопротивлениях, а это профилирование тангенциально расположенных и винтовых каналов впуска. Система выпуска обеспечивает минимальные гидравлические сопротивления, разделение импульсов давления газов от соседних цилиндров с перекрывающимися фазами газораспределения и оптимальный подвод этих импульсов к турбине турбокомпрессора. Переход с двух на четыре клапана в головке на цилиндр.

В серийных двигателях оптимум характеристики турбокомпрессора чаще настраивается на номинальный режим работы дизеля. Для ДПМ, что следует из вышесказанного, характеристику следует настраивать на режим максимального крутящего момента для увеличения расхода воздуха, следовательно, увеличения коэффициента избытка воздуха α . Однако такая настройка приводит к резкому увеличению давления и температуры газов перед турбиной. Решение данной проблемы – применение турбокомпрессора с повышенным КПД и перепуском части газа мимо турбины, т.е. установка регулируемого турбокомпрессора.

Увеличить наполнение цилиндров возможно применением газодинамического (волнового, акустического) наддува [8], т.е. настроенных трубопроводов определенной длины, расход воздуха может быть увеличен до 30%. На рисунке 6 представлены результаты испытаний V-образного дизеля 6Ч15/15 (Д-20) с равномерным чередованием работы цилиндров по каждому блоку.

Увеличение коэффициента наполнения составило около 20% при частоте в районе $n = 2200$ мин.⁻¹, что вполне достаточно сохранить неизменно номинальную мощность и крутящий момент с приемлемым коэффициентом избытка воздуха α , обеспечив коэффициент приспособляемости $k = 1,4$. Следует отметить, что настроенная длина трубопровода оптимальна для определенного диапазона частоты вращения, когда к концу закрытия впускного клапана подходит волна давления. В то же время на середине хода поршня такта впуска создается разрежение, что увеличивает насосные потери, но они оказывают меньше влияние на удельный эффективный расход топлива, чем неполное сгорание топлива при малом коэффициенте избытка воздуха (рис. 5).

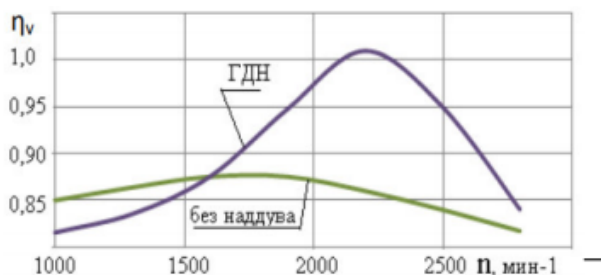


Рис. 6. Зависимость коэффициента наполнения от частоты вращения

Как показал анализ рисунка 6, при малой частоте вращения к концу закрытия клапана приходит волна разрежения, коэффициент наполнения уменьшается меньше, чем у серийной комплектации, в то же время уменьшаются и насосные потери. Следовательно, настройка длины трубопровода может быть реализована на увеличение наполнения свежим зарядом, когда последнего недостаточно, и уменьшение насосных потерь, когда свежего заряда с избыт-

ком. Кроме этого можно «разрушить» настройку газодинамики при определенной частоте вращения, тогда характер изменения коэффициента наполнения будет протекать по серийной характеристике, а затем по настроенной. Такая конструкция отражена [9] для рядного дизеля 6Ч15/18 (Д-6), когда разделенные цилиндры (по три) с неперекрывающимися фазами впуска объединяются заслонкой.

Выводы

1. Применение ДПМ способствует улучшению тягово-динамических характеристик МТА, упрощает их трансмиссию и повышает производительность сельскохозяйственных работ.

2. Сохранение номинальной мощности серийного дизеля для ДПМ возможно оптимизацией рабочего процесса, обеспечивающего процесс сгорания с уменьшенным коэффициентом избытка воздуха α , причем величина уменьшения α будет пропорциональна увеличению коэффициента приспособляемости.

3. Сохранение номинальной мощности серийного дизеля с коэффициентом приспособляемости $k = 1,2$ для ДПМ с $k = 1,4$ возможно повышением α , применив регулируемый турбокомпрессор или газодинамический наддув, обеспечивающий увеличение расхода воздуха на 20% при максимальном крутящем моменте.

Библиографический список

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – Москва: Высшая школа, 2002. – 496 с. – Текст: непосредственный.
2. Кригер, В. Л. Разработка общих принципов создания двигателей постоянной мощности и реализация их для дизелей типа ЧН13/14: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / В. Л. Кригер. – Барнаул, 1990. – 222 с.
3. Журавлев, С. Ю. влияние комплектации колесного 4К4 трактора на его тягово-энергетические показатели / С. Ю. Журавлев. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2022. – № 3 (209). – С. 86-93.

4. Регулирование режима постоянной мощности в тракторном дизеле / В. М. Славутский, А. В. Курапин, З. Х. Харсов, К. В. Лукшин. – Текст: непосредственный // Известия НВ АУК. – 2019. – № 2 (54). – С. 330-338. – DOI: 10.32786/2071-9485-2019-02-39.

5. Матиевский, Г. Д. Исследование внешней скоростной характеристики дизеля для анализа показателей работы на режимах постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, А. Н. Любимов. – Текст: непосредственный // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 2. – С. 260-267.

6. Матиевский, Г. Д. Оптимизационная скоростная характеристика двигателя / А. Е. Свистула, Г. Д. Матиевский. – Текст: непосредственный // Вестник Сибирского отделения академии военных наук. – 2011. – № 10. – С. 111-117.

7. Исследование экономических и экологических показателей работы дизеля по характеристике постоянной мощности с топливной аппаратурой непосредственного действия и Common Rail / А. Е. Свистула, С. П. Кулманак, Г. Д. Матиевский, А. В. Шашев. – Текст: непосредственный // Обновление флота – актуальная проблема водного транспорта на современном этапе: материалы Международной научно-практической конференции. – Новосибирск: Изд-во НГАВТ, 2011. – С. 153-156.

8. Seifert, H. Einfluss verzweigter Saugrohrsyste-me auf den Ladungswechsel von Verbrennungsmotoren. Aufladetechnische Konferenz, 1981, vom. 11 – 13. Mai 1981, Fachhochschule Flensburg.

9. А. с. 1377426 СССР МКИ F 02 B 27/00. Двигатель внутреннего сгорания / Д. В. Давыденко, Г. В. Пыжанкин; заявитель и патентообладатель Алт. гос. тех. ун-т. – № 4094874/25-06; заявл. 28.07.86; опубл. 29.02.88, Бюл. № 8. – 3 с. – Текст: непосредственный.

References

1. Kolchin, A. I. Raschet avtomobilnykh i traktornykh dvigatelei / A. I. Kolchin, V. P. Demidov. – Moskva: Vysshaya shkola, 2002. – 496 s.

2. Kriger, V. L. Razrabotka obshchikh printsi-pov sozdaniia dvigatelei postoiannoii moshchnosti i realizatsiia ikh dlia dizelei tipa ChN13/14: dis. kand. tekhn. nauk / V. L. Kriger. – Barnaul, 1990. – 222 s.

3. Zhuravlev, S. Iu. Vliianie komplektatsii kole-snogo 4K4 traktora na ego tiagovo-energeticheskie pokazateli // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2022. – No. 3 (209). – S. 86-93.

4. Regulirovanie rezhima postoiannoii moshchnosti v traktornom dizele / V. M. Slavutskii, A. V. Kurapin, Z. Kh. Kharsov, K. V. Lukshin // Izvestiia NV AUK. – 2019. 2 (54). – S. 330-338. DOI: 10.32786/2071-9485-2019-02-39.

5. Matievskii, G. D. Issledovanie vneshnei skorostnoi kharakteristiki dizelia dlia analiza pokazatelei raboty na rezhimakh postoiannoii moshchnosti / G. D. Matievskii, A. N. Liubimov // Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vos-toka. – 2011. – No. 2. – S. 260-267.

6. Matievskii, G. D. Optimizatsionnaia skorost-naia kharakteristika dvigatel'ia / A. E. Svistula, G. D. Matievskii // Vestnik Sibirskogo otdeleniia akademii voennykh nauk. – 2011. – No. 10. – S. 111-117.

7. Issledovanie ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazatelei raboty dizelia po kharakteristike postoiannoii moshchnosti s toplivnoi apparaturoi neposredstvennogo deistviia i Common Rail / A. E. Svistula, S. P. Kulmanakov, G. D. Matievskii, A. V. Shashev // Obnovlenie flota – aktualnaia problema vodnogo transporta na sovremennom etape: mater. mezhdunarod. nauchn.-tekhn. konf. – Novosibirsk: Izd-vo NGAVT, 2011. – S. 153-156.

8. Seifert, H. Einfluss verzweigter Saugrohrsyste-me auf den Ladungswechsel von Verbrennungsmotoren. Aufladetechnische Konferenz, 1981, vom. 11-13. Mai 1981, Fachhochschule Flensburg.

9. Dvigatel vnutrennego sgoraniia: a. s. 1377426 SSSR MКИ F 02 B 27/00/ D. V. Davydenko, G. V. Pyzhankin; zaiavitel i patentoobladatel Alt. gos. tekhn. un-t. – No. 4094874/25 – 06; zaiavl. 28.07.86; opubl. 29.02.88, Biul. No. 8. – 3 s.

