

# СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

## SHIP POWER PLANTS AND PROPULSION SYSTEMS

Научная статья  
УДК 629.436.03(031)  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-40-47>  
EDN NCNNSJ

### Оценка неустойчивости последовательных впрыскиваний топливной аппаратуры дизелей

*Геннадий Бенцианович Горелик, Анатолий Николаевич Соболенко<sup>✉</sup>,  
Сергей Витальевич Пастухов*

*Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского,  
Владивосток, Россия, [sobolenko\\_a@mail.ru](mailto:sobolenko_a@mail.ru)<sup>✉</sup>*

---

**Аннотация.** Рассмотрены вопросы неравномерности цикловых подач в последовательных впрыскиваниях дизельной топливной аппаратурой, что напрямую связано с решением проблемы обеспечения качества эксплуатации двигателей различного типа и назначения при работе на режимах малых нагрузок и частот вращения. Отмечена особая важность решения обозначенных проблем с позиций обеспечения топливной экономичности, загрязнения окружающей среды, решения вопросов надежности двигателей и улучшения их эксплуатационных свойств. Выявлены особенности формирования остаточного давления топлива в трубопроводе высокого давления. Произведена оценка периодических колебаний цикловых подач и параметров впрыскивания от цикла к циклу. Выполнено исследование возможных вариантов работы топливной аппаратуры на режимах малых подач топлива. На основании анализа введен критерий оценки неустойчивости последовательных циклов впрыскивания для дизельной топливной аппаратуры при ее работе на различных режимах. Путем исследования числовых примеров определены условия неустойчивой в последовательных впрыскиваниях различных характерных режимов процессов топливоподачи. Критерий определяет качество работы топливной аппаратуры судовых дизелей и дизель-генераторов в части обеспечения минимально устойчивой частоты вращения холостого хода и возможности обеспечения стабильных пониженных подач топлива. Изменчивость процессов топливоподачи в последовательных подачах является причиной повышенных обменных процессов перетекания электрической мощности при параллельной работе дизель-генераторов переменного тока и снижает эксплуатационные характеристики дизелей различного назначения при работе на частичных режимах. В процессе осуществления опытно-конструкторских работ, научных исследований и при доводке дизелей критерий неустойчивости позволяет оценивать качество работы топливной аппаратуры именно на частичных режимах. Особую важность это приобретает для дизелей рыбопромысловых судов, работающих длительно на долевых режимах нагружения и пониженных оборотах холостого хода, а также для двигателей буксирного флота и вспомогательных дизель-генераторных установок всех используемых типов объектов.

**Ключевые слова:** показатель неустойчивости, остаточное давление, подача топлива, последовательные циклы впрыскивания, топливная аппаратура, качество работы

**Для цитирования:** Горелик Г. Б., Соболенко А. Н., Пастухов С. В. Оценка неустойчивости последовательных впрыскиваний топливной аппаратуры дизелей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2024. № 2. С. 40–47. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-40-47>. EDN NCNNSJ.

## Estimation of diesel fuel equipment sequential injections instability

Gennady B. Gorelik, Anatoly N. Sobolenko✉, Sergey V. Pastukhov

Maritime State University named after admiral G. I. Nevelskoy,  
Vladivostok, Russia, sobolenko\_a@mail.ru✉

**Abstract.** The issues of uneven cyclic feed in sequential injections by diesel fuel equipment are considered, which is directly related to solving the problem of ensuring the quality of operation of engines of various types and purposes when operating at low loads and rotational speeds. The special importance of solving these problems from the standpoint of ensuring fuel efficiency, environmental pollution, solving issues of engine reliability and improving their operational properties was noted. The features of the formation of residual fuel pressure in the high-pressure pipeline are revealed. The periodic fluctuations of the cyclic feed and injection parameters from cycle to cycle are estimated. A study of possible options for the operation of fuel equipment in low fuel supply modes has been carried out. Based on the analysis, a criterion for evaluating the instability of successive injection cycles for diesel fuel equipment during its operation in various modes has been introduced. By studying numerical examples, the conditions of unstable fuel supply processes in successive injections of various characteristic modes are determined. The criterion determines the quality of the fuel equipment of marine diesel engines and diesel generators in terms of ensuring a minimum stable idle speed and the possibility of ensuring stable reduced fuel supplies. The variability of fuel supply processes in sequential feeds is the cause of increased exchange processes of electric power flow during parallel operation of diesel alternators and reduces the performance characteristics of diesels for various purposes when operating in partial modes. In the process of carrying out development work, scientific research and during the refinement of diesels, the instability criterion allows us to assess the quality of the fuel equipment precisely in partial modes. This is of particular importance for diesel engines of fishing vessels operating for a long time at shared loading modes and low idle speeds, as well as for engines of the tugboat fleet and auxiliary diesel generator sets of all types of facilities used.

**Keywords:** instability indicator, residual pressure, fuel supply, sequential injection cycles, fuel equipment, quality of operation

**For citation:** Gorelik G. B., Sobolenko A. N., Pastukhov C. V. Estimation of diesel fuel equipment sequential injections instability. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies.* 2024;2:40-47. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-40-47>. EDN NCNNSJ.

### Введение

Остаточное давление топлива  $p_{ост}$  в трубопроводе высокого давления (ТВД) изменяется в ряде нескольких последовательных подач, отличающихся друг от друга по величинам давлений, по продолжительности подачи и по другим параметрам [1–5]. Как только произойдет стабилизация остаточного давления и наступит установившийся режим работы топливной аппаратуры (ТА), параметры последовательных циклов впрыскивания не будут отличаться друг от друга. На частичных режимах работы и пониженных частотах вращения коленчатого вала имеют место циклы впрыскивания, отличающиеся друг от друга активностью подачи. Их называют «активными» и «пассивными» впрыскиваниями. Это связано с колебаниями величины остаточного давления в ТВД. Как правило, активные и пассивные циклы чередуются периодически. Характер чередования активности подачи может быть в виде незатухающих периодических колебаний, могут иметь место аperiodические колебания в последовательных циклах впрыскивания, после выравнивания величины остаточного давления колебательный характер процессов

топливоподачи завершается.

Безусловно, чередование активности впрыскиваний отражается через рабочий процесс двигателя на появлении соответствующих добавок к текущему крутящему моменту. Опасность представляет периодическая составляющая, которая порождает повышение угловой неравномерности вращения коленчатого вала, что негативно отражается на эффективности работы двигателя. Для дизель-генераторов переменного тока эта субгармоническая составляющая крутящего момента может приводить к резонансу при параллельной работе дизель-генераторов с близкой собственной частотой, к частоте периодических чередований активности впрыскиваний и в конечном итоге к повышенным перетеканиям электрической мощности между агрегатами. Амплитуда таких колебаний может быть опасной для работоспособности объектов и даже недопустимой для условий работы в рядовой эксплуатации [6, 7].

Нестабильная работы ТА также может влиять на развитие вынужденных крутильных колебаний судовых силовых установок, приводит к усилению вибраций, вызывает опасность помпажа центро-

бежного компрессора турбоагнетателя [5, 6].

Процессы топливоподачи могут стабилизироваться, однако возможно и чередование активного и пассивного циклов впрыскивания, что определяется так называемыми расходными характеристиками ТА через нагнетательный клапан высокого давления и через форсунку как функцию величины остаточного давления в ТВД.

### Особенности формирования остаточного давления

Расходные характеристики ТА представляют собой взаимосвязь количества подаваемого топлива через нагнетательный клапан высокого давления  $V_k = f_1(p_{\text{ост}})$  и через форсунку  $V_f = f_2(p_{\text{ост}})$  с величиной остаточного давления для каждого установившегося режима работы.

Расходные характеристики возможно снимать на специально оборудованных топливных стендах, что является трудоемким процессом. Можно их вычислять на так называемых математических моделях ТА [2]. Однако чтобы сделать какие-либо выводы о качестве работы ТА с позиции возможных колебательных процессов и оценить ее склонность к подобным видам неустойчивости, необходимо предварительно выполнить весьма большой объем вычислительной работы (сотни расчетов для различных режимов работы и при различных частотах вращения).

Возникает необходимость в создании способа оценки нестабильности последовательных циклов топливоподачи, который однозначно мог бы определять склонность ТА к подобным видам неустойчивой работы. При создании новой ТА и при доводке существующей системы впрыскивания это позволит повысить эффективность опытно-конструкторских работ и ускорить процессы создания прогрессивных конструкций ТА [7–9].

Вблизи точки пересечения расходные характеристики практически линейны. При отклонении режима работы ТА значение установившегося  $p_{\text{ост}}$  меняется. При этом, как правило, остаточное давление на номинальных режимах работы существенно больше нуля. При переходе на режимы, характеризующиеся малыми подачами топлива, оно переходит в область отрицательных значений, при этом нелинейность характеристик возрастает. Как правило, процессы впрыскивания происходят с разрывом сплошности топлива в ТВД. Разрывы сплошности условно определяются значениями отрицательного давления  $p_{\text{ост}}$ . Ранее одним из авторов настоящей статьи был создан экспериментальный стенд, на котором определялись расходные характеристики ТА в области как положитель-

ных, так и отрицательных остаточных давлений в системе высокого давления (СВД), состоящей из геометрических объемов в ТВД и присоединенных объемов со стороны топливного насоса высокого давления и форсунки. Эти же расходные характеристики также были получены и расчетным путем на авторской математической модели ТА для дизелей типа М50. Математическая модель процессов топливоподачи в дизелях была успешно апробирована практически для большинства отечественных систем впрыскивания, в разное время внедрена в специальных конструкторских бюро дизелестроения, например завода «Дальдизель», на Алтайском моторном заводе и «Трансмаш» в г. Барнауле, а также в ООО «ЦНИДИ».

Изменение величины остаточного давления топлива в объеме СВД определится по известной формуле [3]:

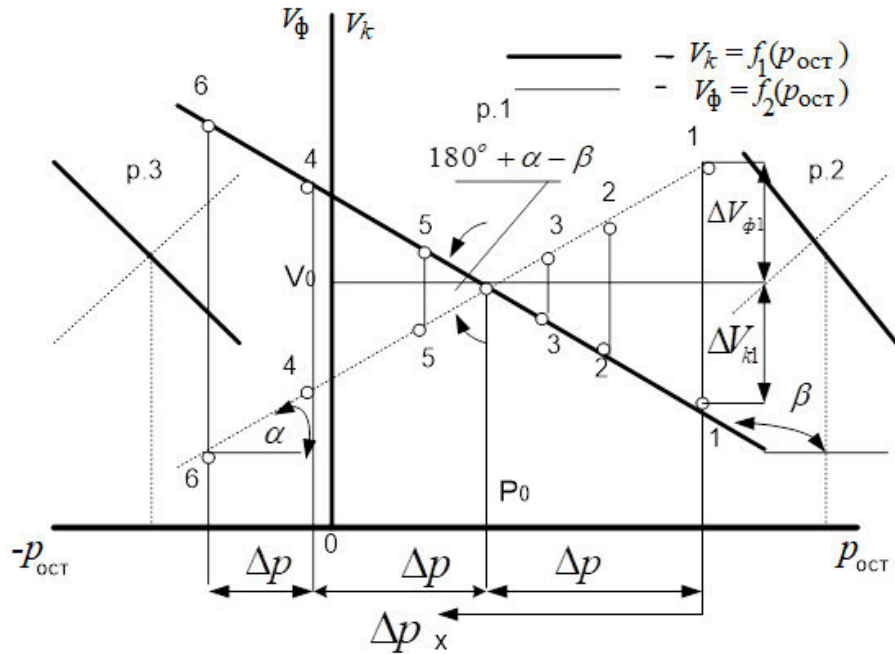
$$\Delta p_{\text{ост}} = \int_0^p dp = (1/\alpha V_c) \int_0^v dV = \frac{\Delta V}{\alpha V_c}, \quad (1)$$

где  $\Delta p_{\text{ост}}$  – изменение остаточного давления, МПа;  $\alpha$  – коэффициент, характеризующий сжимаемость топлива, о. е.;  $V_c$  – объем СВД, который состоит из объема в полости штуцера насоса, объема ТВД и объема в полости форсунки, см<sup>3</sup>;  $\Delta V$  – разница между пришедшим объемом топлива из насоса и объемом, ушедшим через форсунку, см<sup>3</sup>.

Разрывы сплошности (каверны) заполняются двухфазной средой топливо-пары топлива при давлении насыщенных паров топлива порядка 0,0144 МПа и, как свидетельствуют результаты эксперимента, равномерно распределяются по длине СВД.

### Оценка нестабильности колебаний цикловых подач и параметров впрыскивания от цикла к циклу

На рисунке представлены расходные характеристики ТА для трех возможных зон работы ( $p_1, p_2, p_3$ ). Режим работы в зоне  $p_1$  характеризуется параметрами  $V_0, p_0$ . При внесении возмущения в работу ТА в виде, например, скачка остаточного давления  $\Delta p$  в предыдущем цикле впрыскивания (см. отрезок 1–1) следующий цикл может состояться при другом остаточном давлении согласно формуле (1); так, будет иметь место позиция 2–2, затем состоится впрыскивание при 3–3 или 6–6, 4–4, 5–5 и т. п. Так и появляются чередования циклов в последовательных впрыскиваниях, протекающие при различных параметрах топливоподачи. Могут быть периодические затухающие колебания циклов, могут иметь место и аperiodические впрыскивания, но возможно и возобновление исходного режима функционирования, т. е. стабилизация работы ТА.



Оценка нестабильности последовательных подач:

$V_k = f_1(p_{ост})$  – взаимосвязь расхода топлива через насос высокого давления и величины остаточного давления;  
 $V_\phi = f_2(p_{ост})$  – взаимосвязь расхода топлива через форсунку и величины остаточного давления

Assessment of the instability of successive feeds:

$V_k = f_1(p_{ост})$  – the relationship of fuel consumption through a high-pressure pump and the amount of residual pressure;  
 $V_\phi = f_2(p_{ост})$  – the relationship of fuel consumption through the nozzle and the amount of residual pressure

Рассмотрим функционирование ТА (см. рис.) в зоне положительных значений  $\Delta p_{ост}$  (режимы в точке 1 и точке 2), а затем и в области отрицательных значений  $p_{ост}$  (режим в точке 3). Для этого воспользуемся формулой (1). Если в результате выполненной подачи топлива система войдет в положение, определяемое остаточным давлением топлива  $p_1$  (1–1), и по завершении подачи в ТВД поступит топлива меньше, чем будет израсходовано через форсунку, то остаточное давление уменьшится на величину от  $p_1$  до  $p_2$  в соответствии с выражением

$$p_2 = p_1 + \frac{V_k(p_1) - V_\phi(p_1)}{\alpha(V_n + V_T + V_\phi)}, \quad (2)$$

где индексами  $k$  и  $\phi$  обозначены объемы топлива, прошедшие через нагнетательный клапан и форсунку при  $p_1$  соответственно.

При определенных значениях углов  $\alpha$  и  $\beta$  осуществится восстановление исходного значения остаточного давления и произойдет повторение исходного режима в точке 1. В этом случае происходит стабильный от цикла к циклу режим функционирования ТА.

Очевидно, что наклонение расходных характе-

ристик в точке их пересечения определяет восприимчивость ТА к восстановлению начальных параметров, следовательно, это характеризует неизменность параметров последовательных циклов впрыскивания ТА, что в свою очередь зависит от размеров элементов, параметров топлива и настройки ТА.

Расходные характеристики реально линейны лишь вблизи точки равновесного режима, и поэтому возможны дополнительные впрыскивания вплоть до наступления установившегося режима. Это объясняет изменчивость режима (его чувствительность) при функционировании ТА в последовательных подачах.

Одновременно меняются многие параметры подачи топлива, например продолжительность и угол действительного опережения впрыскивания, цикловая подача и другие величины.

При изменении остаточного давления на величину  $\Delta p$  имеет место приращение расходов топлива через нагнетательный клапан и через форсунку с соответствующими знаками:

$$\Delta V_\phi = \Delta p t g \alpha = \Delta p \frac{dV_\phi}{dp_{ост}}; \quad (3)$$

$$\Delta V_k = \Delta p \operatorname{tg}(180 - \beta) = -\Delta p \operatorname{tg} \beta = -\Delta p \frac{dV_k}{dp_{\text{ост}}}. \quad (4)$$

Следовательно, согласно формулам (2)–(4) изменение  $p_{\text{ост}}$  для следующего цикла впрыскивания может быть определено следующим образом:

$$\Delta p_x = \frac{\Delta p}{\alpha V_c} \left( \frac{dV_\phi}{dp_{\text{ост}}} - \frac{dV_k}{dp_{\text{ост}}} \right).$$

При этом значение  $\Delta p_x$  является функцией угла  $180 + \alpha - \beta$  между линиями расходных характеристик ТА:

$$\Delta p_x = f_3(180 + \alpha - \beta).$$

Установим безразмерный параметр:  $X = \Delta p_x / \Delta p$ . Тогда очевидно, что численное значение  $X$  определится величиной угла взаимного пересечения расходных характеристик ТА:

$$X = \left[ \frac{df_2(p_{\text{ост}})}{dp_{\text{ост}}} - \frac{df_1(p_{\text{ост}})}{dp_{\text{ост}}} \right] \frac{1}{\alpha V_c}.$$

Для всех режимов функционирования ТА возможно определение значения данного показателя с целью оценки неустойчивости впрыскивания от цикла к циклу. Назовем этот показатель критерием неустойчивости последовательных циклов впрыскивания. Интерес представляет расходная характеристика через форсунку  $V_\phi = f_2(p_{\text{ост}})$ . Для частичных режимов и пониженных частот вращения характерен малый угол наклона этой характеристики. И чем меньше он будет, тем в меньшей степени будет различие процессов топливоподачи по количеству поданного топлива в цилиндр дизеля, а вот параметры цикла впрыскивания будут значительно отличаться. Но небольшая разница в количестве поданного топлива в значительно меньшей степени отразится на величине амплитуды крутящего момента дизеля. Поэтому следует при выборе комплектации ТА обращать внимание на особенности управления впрыскиванием (это будет или гидравлическое управление, или электронное типа Common Rail, или иное).

#### Анализ возможных вариантов работы топливной аппаратуры на режимах малых подач топлива на числовых примерах

Определим характер ряда процессов топливоподачи после внесения «возмущения» в установившийся режим работы ТА с параметрами  $V_0$  и  $p_0$  путем задания в очередном процессе подачи остаточного давления  $p_{\text{ост}} = p_0 + \Delta p$  (процесс 1–1, см. рис.). Например, при значении  $X = 1$  или когда  $\Delta p_x = \Delta p X$ . В следующем цикле впрыскивания в ТВД установится новое значение  $p_{\text{ост}}$ , определяе-

мое по зависимости

$$p_{\text{ост}} = p_0 + \Delta p - \Delta p_x = p_0 + \Delta p - \Delta p \cdot 1 = p_0.$$

Таким образом, после внесения «возмущения» режим восстанавливается. Следовательно, значение  $X = 1$  определяет границу стабильной от цикла к циклу работы ТА.

Тогда при значениях  $X < 1$ , например при  $X = 0,6$ , после внесения единичного «возмущения» следующая подача осуществится при остаточном давлении:

$$\begin{aligned} p_{\text{ост}} &= p_0 + \Delta p - \Delta p_x = p_0 + \Delta p - \Delta p X = \\ &= p_0 + \Delta p - \Delta p \cdot 0,6 = p_0 + 0,4 \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

Следующая подача осуществится при  $p_{\text{ост}}$  (местоположение 3–3, см. рис.):

$$\begin{aligned} p_{\text{ост}} &= p_0 + 0,4 \cdot \Delta p - \Delta p_x = p_0 + 0,4 \cdot \Delta p - \Delta p \cdot 0,6 = \\ &= p_0 - 0,2 \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

Таким образом, осуществляется последовательное приближение к установившемуся режиму, характеризующемуся параметрами  $p_0$ ,  $V_0$ . После ряда подач процесс стабилизируется. Подобные переходные неустановившиеся режимы работы ТА вызывают появления через рабочий процесс дизеля периодической составляющей крутящего момента, что и приводит к повышению неустойчивости частоты вращения коленчатого вала.

Но при  $X = 2$  после внесения «возмущения» следующая подача осуществится при  $p_0 + \Delta p$  (позиция 1–1, см. рис.). Очередная подача осуществится при остаточном давлении  $p_{\text{ост}} = p_0 + \Delta p - \Delta p_x = p_0 + \Delta p - \Delta p \cdot 2 = p_0 - \Delta p$ , а дальше повторится режим 1–1 и т. д. Имеют место периодические изменения остаточного давления и соответствующие чередования активных циклов при  $p_{\text{ост}} = p_0 + \Delta p$  и пассивных при  $p_{\text{ост}} = p_0 - \Delta p$ . Величина активности циклов определится значением  $\Delta p$  и наклоном расходной характеристики форсунки. Это крайне нежелательный режим работы, вызывающий периодическую составляющую крутящего момента на коленчатом вале дизеля.

При условии  $1 < X < 2$ , например  $X = 1,6$ , после «возмущения» следующая подача осуществится при остаточном давлении:

$$\begin{aligned} p_{\text{ост}} &= p_0 + \Delta p - \Delta p_x = p_0 + \Delta p - \Delta p \cdot 1,6 = \\ &= p_0 - 0,6 \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

Затем состоится цикл при остаточном давлении:

$$\begin{aligned} p_{\text{ост}} &= p_0 - 0,6 \cdot \Delta p + \Delta p_x = \\ &= p_0 - 0,6 \cdot \Delta p + 0,6 \cdot \Delta p \cdot 1,6 = p_0 + 0,36 \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

Далее – при остаточном давлении:

$$\begin{aligned} p_{\text{ост}} &= p_0 + 0,36 \cdot \Delta p + \Delta p_x = \\ &= p_0 + 0,36 \cdot \Delta p - 0,36 \cdot \Delta p \cdot 1,6 = p_0 - 0,216 \cdot \Delta p. \end{aligned}$$

После завершения 6–8 и более подач топлива произойдет восстановление режима до параметров  $p_0$  и  $V_0$  при затухающих «периодических» колебаниях в следующих друг за другом циклах подач топлива с гашением по амплитуде субгармонической составляющей с частотой для четырехтактного дизеля  $f = \frac{n}{240}$  Гц, где  $n$  – частота вращения

коленчатого вала двигателя. По сути это субгармоническая частота вращения, близкая по величине к частоте собственных колебаний крутильной схемы, состоящей из двух параллельно работающих дизель-генераторов, причем различной комплектации и типа. Вот почему главной причиной возникающих резонансных явлений для параллельно работающих агрегатов являются периодические колебания процессов впрыскивания в дизельной ТА. И здесь очень важно уметь оценивать качество функционирования ТА в последовательных циклах подачи критерию  $X$ .

Но при работе на режиме, при котором значения  $X > 2$  ( $\Delta p_x = \Delta p X$ , например при  $X = 3$ ), после внесения «возмущения» следующий цикл будет иметь место при остаточном давлении (позиция 6–6, см. рис.):

$$p_{\text{ост}} = p_0 + \Delta p - \Delta p_x = p_0 + \Delta p - \Delta p \cdot 3 = p_0 - 2 \cdot \Delta p.$$

Впрыск в третьем цикле состоится при остаточном давлении:

$$p_{\text{ост}} = p_0 - 2 \cdot \Delta p + \Delta p_x = p_0 - 2 \cdot \Delta p + 2 \cdot \Delta p \cdot 3 = p_0 + 4 \cdot \Delta p.$$

Следующий цикл состоится при остаточном давлении:

$$p_{\text{ост}} = p_0 + 4 \cdot \Delta p - \Delta p_x = p_0 + 4 \cdot \Delta p - 4 \cdot \Delta p \cdot 3 = p_0 - 8 \cdot \Delta p.$$

Эти варианты работы ТА имеют место в дизель-генераторах на частичных режимах работы, а также у главных судовых двигателей на долевых нагрузках.

Таким образом, в случае, когда критерий  $X > 2$ , имеют место расходящиеся периодические колебания давления в ТВД в последовательных циклах впрыскивания, приводящие вплоть до чередующихся от цикла к циклу пропусков подачи.

В результате выполненного анализа установлены следующие границы возможного осуществления процессов топливоподачи в последовательных впрыскиваниях по значениям критерия  $X$ :

- при значениях критерия  $0 < X < 1$  – зона аperiodических затухающих колебаний процессов топливоподачи в последовательных впрыскиваниях;
- при значении критерия  $X = 1$  – зона стабильного от цикла к циклу впрыскивания;

– при значениях критерия  $1 < X < 2$  – зона колебательно затухающих от цикла к циклу впрыскиваниях топлива;

– при значении критерия  $X = 2$  – зона периодических колебаний от цикла к циклу процессов топливоподачи (чередование активного и пассивного впрыскивания);

– при значении критерия  $X > 2$  – зона расходящихся от цикла к циклу впрыскиваний вплоть до пропуска подачи через цикл или через два цикла.

При пропуске впрыскивания через раз при работе четырехтактного дизеля частота колебаний на коленчатом вале равна  $n / 240$  Гц, а при пропуске впрыскивания в двух последовательных циклах наблюдается частота колебаний, равная  $n / 360$  Гц (это подтверждено результатами исследований, проведенных на дизель-генераторах ДГР 100/750 и ДГР 150/750 на заводе «Дальдизель», а также на главных судовых дизелях типа 6 ЧНСП 18/22).

Наибольший практический интерес представляют колебания с частотой  $n / 240$  Гц [4]. Именно чередующиеся последовательные впрыскивания топливоподачи на долевых режимах и холостом ходу приводят к повышенным перетеканиям электрической мощности между работающими в параллель дизель-генераторами [10, 11]. Комплексные исследования, выполненные с участием авторов, позволили выявить природу нестабильной работы ТА и дизелей.

Для привода дизель-генераторов предлагается вернуться к практике применения двухтактных дизелей, у которых возмущающая частота выше в два раза и составляет величину  $n / 120$  Гц и которая не может вызывать резонансные явления в параллельно работающих агрегатах. Возможно применение двухтактных дизелей для привода электрических генераторов переменного тока в диапазоне мощностей в пределах от 50 до 300 кВт.

Следует отметить, что предлагаемая методика оценки нестабильности подачи дизельной ТА в последовательных циклах впрыскивания приемлема для разных видов топлива, применяемых в настоящее время для судовых дизелей, – от дизельного до низкосернистого мазута ULSFO.

## Выводы

1. Выявлена физическая природа нестабильной работы ТА в последовательных циклах впрыскивания и предложен критерий ее оценки.
2. Определены характерные диапазоны качества работы дизелей по величине критерия  $X$ .
3. При проектировании, доводке и модернизации ТА дизелей различного типа важное значение имеет оценка нестабильности последовательных циклов ТА с позиции обеспечения качества функционирования двигателя.

4. Следует отметить важность величины наклона расходной характеристики форсунки. Это позволяет определить количественную сторону неустойчивости процессов впрыскивания в последовательных циклах. При значениях угла наклона расходной характеристики форсунки, близких к нулю, фазы и продолжительность подачи, а также подача топлива за цикл изменяются незначительно.

5. Эффект от периодической цикловой неустойчивости ТА и разноразной последовательных циклов выражаются в различной продолжительности впрыскивания, в уровнях давлений топлива, величинах подъема иглы распылителя и т. п. Это существенно влияет на рабочий процесс дизеля и на величину неустойчивости частоты вращения, которая регламентируется согласно ГОСТу.

6. Применение предложенного критерия оценки неустойчивости впрыскивания в ТА дизелей дает возможность в процессе доводки дизеля решить

проблему взаимоперетекания электрической мощности при параллельной работе дизель-электрических агрегатов переменного тока.

7. Использование приведенных материалов позволяет решить актуальную задачу дизелестроения в части повышения качества работы судовых дизелей посредством обеспечения устойчивых минимальных оборотов холостого хода и под малой нагрузкой. При этом возможно снижение минимально устойчивых оборотов с расширением рабочего диапазона дизелей при экономии топлива и ресурса дизеля.

8. Наиболее эффективно применение вышеприведенного материала при исследовании ТА на стадии проектирования на базе компьютерного математического моделирования различных конструктивных вариантов создаваемой системы топливоподачи, что позволит улучшить качество функционирования ТА и дизелей.

#### Список источников

1. Астахов И. В., Трусов В. И., Хачиян А. С. и др. Подача и распыливание топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1972. 359 с.

2. Астахов И. В., Голубков Л. Н. Влияние на процесс впрыска топлива остаточного разрежения в топливной системе дизеля // Автомобил. пром-сть. 1968. № 5. С. 9–12.

3. Горелик Г. Б., Дьяченко Н. Х., Пугачев Б. П. Разработка уточненной математической модели топливопрывскивающей аппаратуры дизелей // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. Энергомашиностроение. 1968. № 297. С. 107–109.

4. Горелик Г. Б., Пугачев Б. П. Стабильность последовательных циклов подачи топлива закрытыми форсунками при частичных режимах работы двигателей // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. Энергомашиностроение. 1969. № 310. С. 77–79.

5. Горелик Г. Б., Дьяченко Н. Х., Магидович Л. Е., Пугачев Б. П. Работа топливоподающей аппаратуры дизелей при частичных и переходных режимах // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. Энергомашиностроение. 1969. № 316. С. 57–64.

6. Крутов В. И., Комаров Г. А. Влияние конструктивных параметров топливоподающей аппаратуры на ее динамические свойства // Изв. высш. учеб. заведений.

Машиностроение. № 9. 1975. С. 100–104.

7. Балакин В. И., Еремеев А. Ф., Семенов Б. Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Л.: Машиностроение, 1967. 300 с.

8. Конкс Г. А., Лашко В. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 2005. 512 с.

9. Горелик Г. Б., Соколов В. В. Влияние регулировки насоса высокого давления дизелей АМЗ на характеристику топливоподачи и параметры впрыска // Тр. Центр. науч.-исслед. и конструктор. ин-та. 1969. Вып. 69. С. 24–27.

10. Горелик Г. Б. Перспективы развития топливной аппаратуры дизелей и задачи по ее усовершенствованию // Научное обеспечение технического и социального развития Дальневосточного региона: сб. науч. ст. к 60-летию Тихоокеан. гос. ун-та. Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2018. 6 с.

11. Горелик Г. Б., Магидович Л. Е., Пугачев Б. П. Экспериментальное исследование остаточного давления и его влияния на процесс топливоподачи // Тр. Науч.-исслед. ин-та информ. по тяжел. энергет. и трансп. машиностроению. Двигатели внутреннего сгорания. 1969. № 4. С. 36–37.

#### References

1. Astakhov I. V., Trusov V. I., Khachian A. S. i dr. *Podacha i raspylivanie topliva v dizeliakh* [Fuel supply and spraying in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 359 p.

2. Astakhov I. V., Golubkov L. N. Vliianie na protsess vpryska topliva ostatochnogo razrezheniia v toplivnoi sisteme dizelia [The effect of residual dilution in the diesel fuel system on the fuel injection process]. *Avtomobil'naia promyshlennost'*, 1968, no. 5, pp. 9-12.

3. Gorelik G. B., D'iachenko N. Kh., Pugachev B. P. *Razrabotka utochnennoi matematicheskoi modeli top-*

*livovvpryskivaiushchei apparatury dizelei* [Development of a refined mathematical model of diesel fuel injection equipment]. *Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. Energomashinostroenie*, 1968, no. 297, pp. 107-109.

4. Gorelik G. B., Pugachev B. P. *Stabil'nost' posledovatel'nykh tsiklov podachi topliva zakrytymi forsunkami pri chastichnykh rezhimakh raboty dvigatelei* [Stability of successive fuel supply cycles with closed injectors in partial engine operating modes]. *Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. Energomashinostroenie*, 1969, no. 310, pp. 77-79.

5. Gorelik G. B., D'iachenko N. Kh., Magidovich L. E., Pugachev B. P. Rabota toplivopodaiushchei apparatury dizelei pri chastichnykh i perekhodnykh rezhimakh [Operation of diesel fuel supply equipment in partial and transient modes]. *Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. Energomashinostroenie*, 1969, no. 316, pp. 57-64.

6. Krutov V. I., Komarov G. A. Vliianie konstruktivnykh parametrov toplivopodaiushchei apparatury na ee dinamicheskie svoystva [The influence of the design parameters of the fuel supply equipment on its dynamic properties]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, no. 9, 1975, pp. 100-104.

7. Balakin V. I., Eremeev A. F., Semenov B. N. *Toplivnaya apparatura bystrokhodnykh dizelei* [Fuel equipment for high-speed diesels]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1967. 300 p.

8. Konks G. A., Lashko V. A. *Mirovoe sudovoe dizelestroenie. Kontseptsiiia konstruirovaniia, analiz mezhdunarodnogo opyta: uchebnoe posobie* [Global marine diesel engineering. Design concept, analysis of international experience: a textbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. 512 p.

9. Gorelik G. B., Sokolov V. V. Vliianie regulirovki nasosa vysokogo davleniia dizelei AMZ na kharakteristiku toplivopodachi i parametry vpryska [The effect of adjusting the high-pressure pump of AMZ diesels on the fuel supply characteristics and injection parameters]. *Trudy Tsentral'nogo nauchno-issledovatel'skogo i konstruktorskogo instituta*, 1969, iss. 69, pp. 24-27.

10. Gorelik G. B. Perspektivy razvitiia toplivnoi apparatury dizelei i zadachi po ee usovershenstvovaniuu [Prospects for the development of diesel fuel equipment and tasks for its improvement]. *Nauchnoe obespechenie tekhnicheskogo i sotsial'nogo razvitiia Dal'nevostochnogo regiona: sbornik nauchnykh statei k 60-letiiu Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*. Khabarovsk, Izd-vo TOGU, 2018. 6 p.

11. Gorelik G. B., Magidovich L. E., Pugachev B. P. Eksperimental'noe issledovanie ostatochnogo davleniia i ego vliianiia na protsess toplivopodachi [Experimental study of residual pressure and its effect on the fuel supply process]. *Trudy Nauchno-issledovatel'skogo instituta informatsii po tiazhelomu energeticheskomu i transportnomu mashinostroeniiu. Dvigateli vnutrennego sgoraniia*, 1969, no. 4, pp. 36-37.

Статья поступила в редакцию 24.01.2024; одобрена после рецензирования 05.03.2024; принята к публикации 29.03.2024  
The article was submitted 24.01.2024; approved after reviewing 05.03.2024; accepted for publication 29.03.2024

### Информация об авторах / Information about the authors

**Геннадий Бенцианович Горелик** – доктор технических наук, профессор; старший научный сотрудник учебно-научной лаборатории междисциплинарных прикладных исследований транспортных систем управления и инновационной деятельности; Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского; ggorelik@mail.ru

**Анатолий Николаевич Соболенко** – доктор технических наук, профессор; профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания; Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского; sobolenko\_a@mail.ru

**Сергей Витальевич Пастухов** – аспирант кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания; Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского; Pastukhov@msun.ru

**Gennady B. Gorelik** – Doctor of Technical Sciences, Professor; Senior Researcher of the Educational and Scientific Laboratory of Interdisciplinary Applied Research of Transport Management Systems and Innovation Activity; Maritime State University named after admiral G. I. Nevelskoy; ggorelik@mail.ru

**Anatoly N. Sobolenko** – Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Marine Internal Combustion Engines; Maritime State University named after admiral G. I. Nevelskoy; sobolenko\_a@mail.ru

**Sergey V. Pastukhov** – Postgraduate Student of the Department of Marine Internal Combustion Engines; Maritime State University named after admiral G. I. Nevelskoy; Pastukhov@msun.ru

