

УДК 621.431.74

DOI: 10.25206/1813-8225-2019-168-5-9

В. Р. ВЕДРУЧЕНКО¹А. В. ШТИБ¹И. И. МАЛАХОВ²¹Омский государственный
университет путей сообщения,
г. Омск²Омский институт
водного транспорта (филиал)
«Сибирский государственный
университет водного транспорта»,
г. Омск

СНИЖЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ И ПОЛОСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТОПЛИВ РАЗНОГО СОСТАВА

Выполнен развернутый анализ загрязнений деталей и полостей газотурбонагнетателя (ГТН) судового дизеля. Наиболее подвержены загрязнению сопловой аппарат газовой турбины и его рабочие лопатки, особенно при работе на тяжелом топливе и неудовлетворительной смазке цилиндров. Отложения на сопловых и рабочих лопатках снижают КПД турбины, повышают сопротивление тракта и могут вызвать помпаж компрессора, нарушение балансировки ротора и опасные вибрации агрегата. Выявлен состав загрязнений и их влияние на условия эксплуатации дизеля, проведена приближенная оценка экономического ущерба от загрязнений деталей и полостей ГТН.

Ключевые слова: судовой дизель, цилиндр, турбонагнетатель, компрессор, газовая турбина, мощность, загрязнения, отложения, наддув, эксплуатационные издержки, экономическая эффективность.

Введение. Наиболее эффективным способом повышения мощности дизелей различного назначения (судовых, тепловозных, автотракторных и др.) является газотурбинный наддув [1]. Он получил самое широкое применение, когда наддувочный насос приводится в действие газовой турбиной, работающей на выпускных (отработавших) газах двигателя.

При работе четырёхтактного дизеля с наддувом в период такта наполнения воздух в рабочий цилиндр нагнетается под некоторым давлением, создаваемым специальным наддувочным насосом (ком-

прессором). Это позволяет увеличить весовой заряд воздуха примерно пропорционально увеличению давления воздуха, а следовательно, в том же объеме рабочего цилиндра позволяет сжечь больше топлива и развить большую мощность двигателя [2].

Наддувочный центробежный насос 2 (рис. 1) приводится во вращение одновенечной газовой турбиной 7. Воздух, засасываемый в патрубок 1, сжимается в насосе 2 до давления p_k (p_k — давление наддувочного воздуха) и под этим давлением по трубе 3 подводится к впускному клапану 4. В период

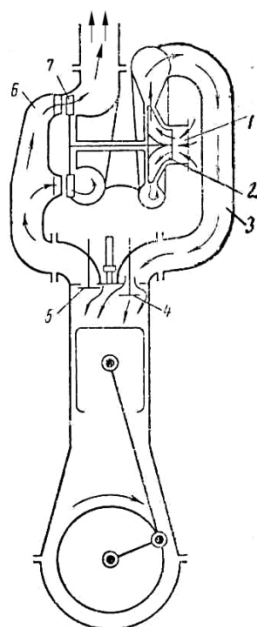


Рис. 1. Схема четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом

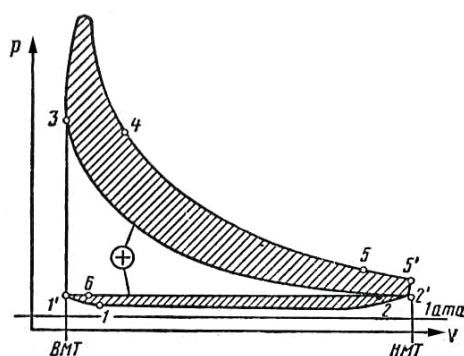


Рис. 2. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля с наддувом

Такта наполнения осуществляются такты сжатия, расширения и выпуска.

При открытом выпускном клапане 5 отработавшие газы в трубе 6 поступают на лопатки турбины 7 и далее в выпускной трубопровод. На рис. 2 приведена индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля с наддувом [2].

На диаграмме линия наполнения цилиндра воздухом 1-2 располагается выше линии атмосферного давления.

Давление наддувочного воздуха на диаграмме выше давления в цилиндре в период выпуска. При повышенном сопротивлении в выпускном тракте, которое при работе дизеля с газотурбинным наддувом, в основном, определяется сопротивлением газовой турбины (необходимой мощностью турбины), давление в цилиндре в период выпуска может быть и выше давления наддувочного воздуха [3].

Развиваемая мощность газовой турбины при этом частично затрачивается на приведение в действие компрессора и частично передается на коленчатый вал дизеля [4].

Анализ процессов загрязнения деталей и полостей ГТН. Работа судового дизеля сопровождается

загрязнением всего воздушного и, особенно, газового трактов [5].

Наиболее подвержены загрязнению сопловой аппарат газовой турбины ГТН и его рабочие лопатки, особенно при работе на тяжелом топливе и неудовлетворительной смазке цилиндров. Отложения на сопловых и рабочих лопатках снижают КПД турбины, повышают сопротивление тракта и могут вызывать помпаж компрессора, нарушение балансировки ротора и опасные вибрации агрегата [6].

У двухтактного дизеля этот процесс сопровождается снижением параметров наддува, частоты вращения и мощности турбокомпрессора, повышением температуры газов, ухудшением газообмена и экономичности дизеля. На четырехтактном дизеле уменьшение сечения при загрязнении сопловых и рабочих каналов благодаря вытеснительному ходу поршня вызывает повышение напора, мощности турбины и частоты вращения турбокомпрессора; а давление наддува повышается при одновременном росте температуры газа, что свидетельствует об уменьшении расхода воздуха и ухудшении продувки камеры сгорания. Несколько ухудшается и экономичность дизеля вследствие увеличения работы насосных ходов поршня [7].

Отношение давление наддува и давления газов перед турбиной уменьшится, что приведет к снижению расхода воздуха в период продувки и повышению температуры газов. Таким образом, характерный признак загрязнения проточности части турбины — одновременное повышение давления наддува, частоты вращения ротора ТК и температуры выхлопных газов [8].

В газовом тракте дизеля количество загрязнений (золаотложений) зависит, прежде всего, от качества топлива, то есть от содержания в нем смолистых веществ, серы и механических примесей, золотого остатка и т.д.

Отложения на лопатках турбины условно разделяются на три типа: зольные сухие пеплообразные отложения толщиной 0,1–0,3 мм, обладающие относительно высокой шероховатостью; сажистые мазеобразные отложения, достигающие толщины 3 мм; твердые пористые отложения, образующиеся вследствие выгорания отложений второго типа [9].

Возникновение отложений начинается с образования на лопатках смолисто-лаковой пленки, появляющейся в результате как высокотемпературного окисления продуктов сгорания топлива, так и неполноты сгорания топлив.

Существенное влияние на качественный и количественный состав зольных отложений оказывает содержащаяся в топливе сера: чем ее больше, тем интенсивнее и агрессивнее зольные отложения [10].

Зола состоит в основном из органических и неорганических соединений ряда металлов: алюминия, кальция, железа, никеля, цинка, натрия, кремния, ванадия, а также серы. При сгорании топлива золаобразующие вещества его превращаются в окислы. Образование отложений происходит в основном за счет натриевых соединений: бисульфата, пиросульфата и сульфата, точки плавления которых соответственно равны 250, 460 и 880 °С; в процессе участвуют также соединения ванадиевого ангидрида с температурой плавления около 675 °С и другие сложные соединения, а также соединения ванадия с натрием с температурой плавления около 625–640 °С.

Зольные отложения состоят в основном из натриевых соединений, их качественный состав мо-

жет быть различен по пути движения газов в тракте из-за понижения температуры газов.

Заметим, что судовые дизели отличаются не только существенно более широкой номенклатурой типов и марок двигателей, но и самой большой номенклатурой используемых сортов и марок топлива [11].

Как показывает опыт эксплуатации ГТН, на судах при работе дизеля на дизельных топливах зольные отложения в проточных частях турбины в общем незначительны и в период между смежными ревизиями достигают толщины 0,10–0,15 мм на рабочих и 0,3 мм на сопловых лопатках. При работе на тяжелых сортах топлива и смесях золоотложения увеличиваются, достигая по толщине 0,6 мм на рабочих лопатках и до 1 мм на сопловых лопатках. Отложения на торцах диска и шейках вала у диска со стороны входа газа достигают 1–1,5 мм, иногда и больше; причем в последнем случае отложения черно-пепельного цвета, сажеобразные, рыхлые. Отложения на лопатках турбин ровные, твердые, пепельного цвета, на лопатках сопел — очень твердые, трудноудаляемые [12].

Загрязнение поверхностей лопаток турбины искажает их профиль и ухудшает аэродинамику обтекания профилей газом, сужает проходное сечение проточной части. Неравномерное загрязнение поверхностей шеек и диска ротора или частичное отслаивание отложений вызывают дополнительные неуравновешенность ротора и нагрузки на подшипник, создают вибрации и иногда приводят к авариям ГТН (прогиб вала, поломки подшипников и т.п.).

С уменьшением проходного сечения турбины давления газов перед ней повышается, а степень расширения газов τ_r увеличивается при сохранении неизменным давления за турбиной p_2 . Путем увеличения располагаемой энергии газов частота вращения ГТН и давления наддува повышаются.

Отношения давления p_3/p_r отклоняется от оптимального значения, при котором обеспечиваются наилучшее наполнение и продувка цилиндров воздухом. В результате повышается температура выпускных газов T_r и ухудшается экономичность работы двигателя.

С уменьшением к.п.д. турбины уменьшается подводимая к компрессору мощность, рабочий процесс дизеля ухудшается и частота вращения его падает при неизменной подаче топлива.

Таким образом, при загрязнении элементов воздушного тракта дизеля происходит одновременное снижение частоты вращения дизеля и ГТН, давления наддува и расхода воздуха при росте температуры выпускных газов (при постоянной цикловой подаче топлива).

Загрязнение турбины, помимо отрицательного воздействия на ее рабочий процесс, приводит также к помпажу, нарушению балансировки ротора и появлению опасных вибрации.

В качестве примера можно привести случай на транспортном рефрижераторе «Нева» с главным дизелем «Бурмейстер и Вайн» типа 835VTBF-62. На этом дизеле один из двух ГТН, установленных вблизи вспомогательных дизелей, с ростом загрязнения воздушного фильтра через 300–500 ч работы снизили давление нагнетания воздуха на 15–25 % от первоначального. Температура газов T_r возросла на 8–15 % [12].

Кроме ухудшения условий обтекания профилей проточной части компрессора вследствие уменьшения значения количества воздуха G_k с уменьше-

нием давления на входе $p_{вх}$, загрязнение всасывающего тракта может быть неравномерным, может вызвать возмущения потока на всасывание и еще более ухудшать аэродинамику обтекания.

Загрязнение проточной части компрессора уменьшает проходное сечение воздушного тракта, ухудшает аэродинамику обтекания профилей и снижает к.п.д. компрессора, что, в свою очередь, приводит к снижению производительности G_k , снижению давления наддува p_k , росту температуры газов T_r , т.е. все протекает аналогично процессу, описанному в случае уменьшения $p_{вх}$.

Испытание газотурбонагнетателя VTR-250 вспомогательных дизелей 8ВАН-22 после 1500–2100 ч работы и затем испытания сразу же после очистки проточной части компрессора наглядно показали влияние загрязнения компрессора на параметры работы ГТН и дизеля. КПД компрессора через 1300–1500 ч непрерывной работы без очистки и вскрытия уменьшался на 45–50 %. Это приводило к возрастанию температуры выпускных газов на 20–25 °С и увеличению удельного расхода топлива на 7–10 %.

Влияние эксплуатационных факторов на загрязнение ГТН. Отложения на лопатках турбины условно разделяются на три типа: зольные сухие пеплообразные отложения толщиной 0,1–0,3 мм, обладающие относительно высокой шероховатостью; сажеистые мажеобразные отложения, достигающие толщины до 3 мм; твердые пористые отложения, образующиеся вследствие выгорания отложений второго типа [12].

Возникновение отложений начинается с образования на лопатках смолисто-лаковой пленки, появляющейся в результате как высокотемпературного окисления продуктом сгорания топлива непосредственно на металлической поверхности, так и конденсации различных продуктов окисления выпускных газов.

При температуре газов в турбине $t_t > 300$ °С отложения имеют консистенцию густой мази с большой смолистостью. Толщина слоя стабилизируется на уровне 2–3 мм. При снижении t_t до 200 °С вязкость отложений уменьшается.

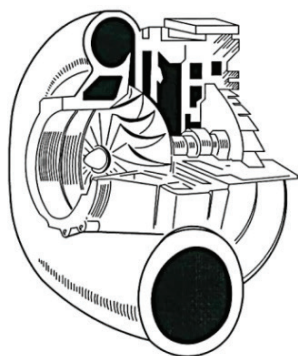
Переход дизеля на режим работы $t_t > 300$ °С приводит к прекращению роста отложений и их высушиванию и уплотнению. При $t_t > 400$ °С жидкость полностью выпаривается из-под слоя отложений, вследствие чего образуются отложения третьего типа. Дальнейшая эксплуатация дизеля при $t_t > 500$ °С может привести к отслаиванию отложений. Однако это требует многочасовой работы, причем каждый кратковременный сброс нагрузки приводит к частичной или полной реставрации отложений. Следовательно, появление отложений — неизбежный фактор эксплуатации: тип отложений и их толщина зависят от режимов работы дизеля и сорта применяемого топлива. Образование нагара ведет к необходимости периодической очистки проточной части турбины ТК, приводящей к дополнительным трудовым и материальным затратам [13].

Правилами эксплуатации дизельных энергетических установок транспортных средств предусмотрены периодические осмотры и очистка газового тракта турбокомпрессора.

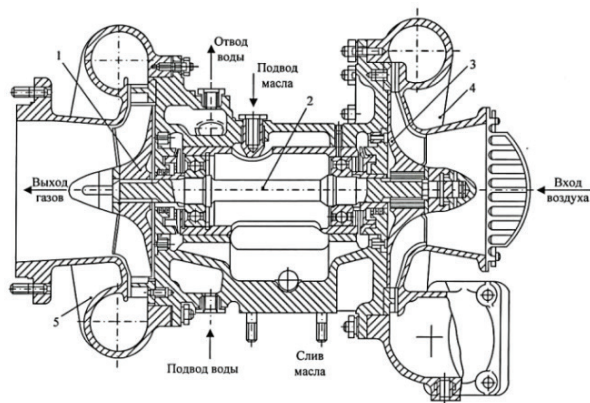
Согласно действующим правилам ремонта, это делается при плановом техническом обслуживании (ТО-3) и текущих ремонтах (ТР-1, ТР-2, ТР-3). В процессе эксплуатации тепловозных дизелей применяются периодические вскрытия, осмотры и очистку

Основные характеристики турбокомпрессора ТРК-14А [4]

Тип турбокомпрессора	Степень повышения давления	Подача, м ³ /мин	Частота вращения, об/мин	Максимальная температура газов, °С	Масса, кг	Марка дизеля
ТРК-14Н	1,35–2,5	10–25	35 000	600	40	6СПН 18/22



а)



б)

Рис. 3. Турбокомпрессор ТРК-14:
а) общий вид, б) разрез: 1 — рабочее колесо турбины;
2 — вал ротора; 3 — рабочее колесо компрессора;
4 — воздушная часть; 5 — газовая часть

проточной части турбины ТК химическими или механическими способами, позволяющими восстанавливать нормативные параметры работы.

Однако желательно непрерывно поддерживать чистоту проточной части турбины ГТН без его вскрытия, т.е. без остановки дизеля. Особенно это важно выполнять для судовых дизелей, для которых характерна значительная доля времени работы на частичных нагрузках и холостом ходу, когда недостаточная полнота сгорания топлива и повышенная дымность способствуют процессам нагароотложения.

Пример расчета экономического ущерба от загрязнений ГТН. Определить снижение экономической эффективности судового дизеля 6ЧНСП 18/22 от заноса проточной части газотурбонагнетателя, что свидетельствует об ухудшении качества воздушного снабжения двигателя и режима эксплуатации.

Основные характеристики турбокомпрессора типа ТРК-14А, которым снабжен рассматриваемый дизель, приведен в табл. 1 и на рис. 3.

Принимаем, что КПД ГТН составляет [14]:

$$\eta_{\text{ГТН}} = \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{т}} \quad (1)$$

где $\eta_{\text{к}}$ — КПД компрессор ГТН (принимаем 0,75); $\eta_{\text{т}}$ — КПД газотурбины (принимаем 0,97).

Газовые и воздушные части турбокомпрессора отделены одна от другой проставкой, заполняемой асбестом и зажимаемой кольцом. Газовая часть турбокомпрессора охлаждается водой [14].

На рис. 3 показано устройство турбокомпрессора ТРК-14. Он состоит из радиальной газовой турбины и центробежного компрессора, расположенных на валу консольно. Ротор цельный, вращается в двух подшипниках качения. Газовая часть турбокомпрессора охлаждается водой.

Практика эксплуатации судовых и тепловозных дизелей с газотурбинным наддувом показывает, что наиболее загрязнены (покрыты отложениями) лопатки нагнетателя, которые покрыты примерно равномерным слоем отложений толщиной до 3 мм (0,3 см).

Не проводя детальных расчетов, ориентировочно, на основе общего подхода для оценки снижения экономической эффективности эксплуатации дизеля при работе на дизельном топливе от загрязнений деталей и лопастей турбонагнетателя принимаем толщину отложений на лопатках газовой турбины и компрессора $\delta_{\text{т}} = 0,3$ см; $\delta_{\text{к}} = 0,0075$ см.

Принимаем, что уменьшение проходного сечения для решетки газовой и воздушной части ГТН при выходных углах $\beta_2 = 21^\circ$ и $\alpha = 14^\circ$ составляет соответственно 10 % и 15 % [14].

Тогда общий КПД ГТН снизится, а значения составляющих их КПД будут: $\eta_{\text{т}} = 88,3$ %, $\eta_{\text{к}} = 14$ %.

В целом, общий КПД ГТН снизится на 12,4 %. Тогда суточный перерасход топлива дизелем в результате составит:

$$\Delta B_{\text{сут}} = 10^{-3} Ne \cdot t_{\text{сут}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{т}}} - \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \right) \cdot \frac{3600}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (2)$$

Подставляя значения параметров в (2), получим:

$$\Delta B_{\text{сут}} = 10^{-3} \cdot 220 \times \times 24 \left(\frac{1}{0,75} - \frac{1}{0,097} \right) \cdot \frac{3600}{10500} = 0,11 \text{ т/сут.}$$

Увеличение издержек $u_{\text{сут}}$ за сутки составит:

$$\Delta u_{\text{сут}} = \Delta B_{\text{сут}} \cdot C_{\text{м}} \quad (3)$$

где $C_{\text{м}}$ — оптовая цена за тонну дизельного топлива (для г. Омска) в рублях.

Тогда: $\Delta u_{\text{сут}} = 0,11 \cdot 57900 = 6369$ руб./сут.

Принимая среднегодовой занос (отложения) проточной части ГТН на 20 % больше от рассчитываемого, изменяются издержки (например, отложения удаляются влажным паром, затраты при этом невелики и их можно не учитывать [14], а экономическая эффективность эксплуатации дизеля снизится:

$$\Delta Z_m = 0,2\gamma \cdot t_c \cdot \Delta B_{сумт} \quad (4)$$

$$\Delta Z_m = 0,2 \cdot 0,6 \cdot 365 \cdot 6369 = 211335 \text{ руб./год.}$$

Если выполнить расчет для теплоходов Иртышского пароходства, принимая продолжительность навигации 7 месяцев, то значение ΔZ_m может оцениваться в 123 280 руб./нав. на один дизель 6ЧНСП 18/22.

Выводы.

1. В процессе эксплуатации дизеля с газотурбинным наддувом неизбежно загрязнение деталей и полостей турбоагнетателя.
2. Наиболее загрязняется газовый тракт ГТН.
3. Существенное влияние на величину и характер загрязнений деталей ГТН дизелей имеет сорт и марка топлива, а также режимы работы дизеля.
4. Приближенно снижение экономической эффективности для судового дизеля 6 ЧНСП 18/22 от загрязнений ГТН за период навигации в условиях г. Омска (7 месяцев) составляет 123 280 руб./нав. преимущественно из-за перерасхода топлива.
5. Целесообразна разработка новых эффективных технических и технологических решений (с учетом накопленного опыта) по эффективной очистке ГТН от отложений, что снизит эксплуатационные издержки.

Библиографический список

1. Хандов З. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1969. 304 с.
2. Корнилов Э. В., Бойко П. В. Системы газотурбинного наддува судовых дизелей (основы теории, эксплуатация, конструкции, ремонт). Одесса: Негоциант, 2006. 224 с. ISBN 966-691-202-3.
3. Леонтьевский Е. С. Справочник механика и моториста теплохода. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1981. 352 с.
4. Соловьёв А. В., Чиркова М. М., Попов Н. Ф. Повышение эффективности судовых энергетических установок // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология. 2018. № 4. С. 101–106. DOI: 10.24143/2073-1574-2018-4-101-106.
5. Кита В. Ф. Устройство и ремонт турбокомпрессоров судовых ДВС. М.: Транспорт, 1972. 129 с.
6. Межеричкий А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1971. С. 192.
7. Рогалев Б. М. Смолин Ю. И. Эксплуатация и ремонт газотурбоагнетателей судовых дизелей. М.: Транспорт, 1975. 192 с.

8. Володин А. И. [и др.]. Методы оценки технического состояния, эксплуатационной экономичности и экологической безопасности дизельных локомотивов: моногр. М.: Желдориздат, 2007. 263 с. ISBN 978-5-94069-012-2.

9. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Моркнига, 2010. Т. 2. 382 с. ISBN 978-5-903081-09-7.

10. Сергиенко Ю. А. Промывка проточных частей газотурбоагнетателей тихоходных дизелей на ходу без остановки двигателя // Техничко-экономическая информация. Сер. Техническая эксплуатация флота: сб. ст. 1973. № 24 (320). С. 27–32.

11. Гречко Н. Ф. Судовые турбинные установки. Одесса: Феникс, 2005. 317 с.

12. Моргулис П. С., Перфилов В. Г. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. М.: Машиностроение, 1972. 120 с.

13. Модина М. А., Шкода В. В., Кашин Я. М. Эффективность методов очистки продуктов сгорания от оксидов серы // Булатовские чтения. 2019. Т. 5. С. 42–44.

14. Скрипник В. [и др.]. Промывка проточной части турбокомпрессоров наддува дизелей на ходу // Морской флот. 1973. № 11. С. 46–47.

ВЕДРУЧЕНКО Виктор Родионович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС).

SPIN-код: 1462-4926

AuthorID (РИНЦ): 514202

Адрес для переписки: vedruchenkovr@mail.ru

ШТИБ Алексей Викторович, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» ОмГУПС.

SPIN-код: 6654-0400

AuthorID (РИНЦ): 904940

Адрес для переписки: shtib93@mail.ru

МАЛАХОВ Иван Игоревич, кандидат технических наук, доцент (Россия) заведующий кафедрой «Специальные технические дисциплины» Омского института водного транспорта (филиал) «Сибирского государственного университета водного транспорта».

SPIN-код: 5612-4010,

AuthorID (РИНЦ): 647738

Адрес для переписки: mivan.doc@yandex.ru

Для цитирования

Ведрученко В. Р., Штиб А. В., Малахов И. И. Снижение экономической эффективности судового дизеля от загрязнения элементов и полостей турбокомпрессора при использовании топлив разного состава // Омский научный вестник. 2019. № 6 (168). С. 5–9. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-168-5-9.

Статья поступила в редакцию 10.11.2019 г.

© В. Р. Ведрученко, А. В. Штиб, И. И. Малахов