

врезки. При камеральной обработке данных «Магнескана» необходимо обращать внимание на конфигурацию сварного шва, местоположение в пространстве и обязательно на нарушение изоляции.

После сопоставления этих данных производится привязка места дефекта к ближайшему маркерному пункту.

Существующие методы магнитной и ультразвуковой дефектоскопии магистральных нефтепроводов методом пропуска внутритрубных инспекционных снарядов носит вероятностный характер при поиске несанкционированных врезок.

Но несанкционированная врезка может произвестись и в период между прогонами диагностических снарядов. В этом случае при обнаружении одного из вышеприведенных признаков, производится обследование контрактных участков приборами типа «Поиск-102М» (для обнаружения сварных соединений, ответвлений) в комплексе с прибором по обнаружению утечек защитного потенциала трубопровода. Любая несанкционированная врезка сопровождается обя-

зательным нарушением заводского изоляционного покрытия трубопровода.

Наиболее эффективный метод — это комплексный анализ данных приборно-визуального метода. На магистральном нефтепроводе Тенгиз - Новороссийск 78% ликвидированных несанкционированных врезок обнаружено в результате приборно-визуального метода.

Литература

1. РД 153–309.4–035-99. Правила технической диагностики магистральных нефтепроводов внутритрубными инспекционными снарядами.
2. Рыжов Д.М. Опыт реализации автоматизированной системы правления технологическими процессами территориально распределенных объектов. М.: Сети и системы связи № 12, 2005.

REFERENCES

1. RD 153–309.4–035-99. Pravila tehnikeskoj diagnostiki magistral'nyh nefteprovodov vnutritrubnymi inspekcionnymi snaryadami.
2. Ryzhov D.M. Opyt realizacii avtomatizirovannoj sistemy pravleniya tekhnologicheskimi processami territorial'no raspredelennyh ob"ektov. M.: Seti i sistemy svyazi № 12, 2005.

УДК 621.431.74

DOI: 10.34046/aumsuomt95/21

АНАЛИЗ МОДЕРНИЗАЦИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ СЕРИИ GI MAN B&W ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭТАНА

*С.А. Худяков, доктор технических наук, профессор
В.А. Башкатов*

Статья посвящена анализу параметров топливной аппаратуры малооборотного дизеля серии GI фирмы MAN B&W при переходе с СПГ на этан, имеющего иные характеристики. В состав природного газа входит в основном метан от 85 до 99 %. Этан имеет существенное отличие от метана по физическим и теплотехническим характеристикам, например, повышенную плотность почти в 2 раза превышающую метан. Поэтому был произведен анализ всей топливной аппаратуры и газопроводов для этана, на который было ориентировано судно-газовоз в эксплуатации. Расчёты выполнялись по известной методике газодинамики. Результаты анализа свойств газов и параметров элементов газовой системы свидетельствует о том, что вся топливная аппаратура может быть использована для работы на этане без изменений и реконструкции.

Ключевые слова: дизель, газ, топливная аппаратура, расчет, этан, форсунка.

The article is devoted to the analysis of the parameters of the fuel equipment of a low-speed GI-series diesel engine from MAN B&W during the transition from LNG to ethane, which has different characteristics. The composition of natural gas mainly includes methane from 85 to 99%. Ethane has a significant difference from methane in physical and heat engineering characteristics, for example, an increased density of almost 2 times that of methane. Therefore, an analysis was made of all fuel equipment and gas pipelines for ethane, to which the gas carrier vessel was oriented in operation. The calculations were carried out according to the well-known gas dynamics technique. The results of the analysis of the properties of gases and the parameters of the elements of the gas system indicates that all fuel equipment can be used to work on ethane without changes and reconstruction.

Key words: diesel, gas, fuel equipment, calculation, ethane, nozzle.

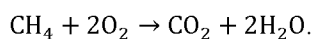
Ввиду того, что судовладелец имеет намерение использовать судно в длительном фракте для перевозки этана, а также вступающих в силу с 1-го января 2020 года новых экологических требований к содержанию серы в судовом топливе, модернизация газовой топливной системы для использования этана становится более актуальной [1, 3, 4].

Модернизация топливной аппаратуры МОД под этан должна быть выполнена таким образом, чтобы обеспечить не менее, а возможно и более, эффективную работу двигателя. Изначально система двигателя построена и рассчитана для природного газа. Но состав и свойства природного газа в зависимости от источника его получения могут отличаться, но основным элементом в его составе является метан (85-99 %). Поэтому именно метан используется при проектировании системы в качестве расчётного топлива.

При использовании этана необходимо оценить его отличия в характеристиках от метана. Рассмотрим свойства метана и этана и обозначим особо отличающиеся характеристики для более четкого понимания необходимых модернизаций [2].

Метан – это бесцветный газ, без запаха и вкуса, почти в два раза легче воздуха и легко растворим в воде. Имеет плотность в воздухе 0,668 кг/м³ (при температуре +20°C). Молекулярная масса 16,04, температура кипения -161,56 °C. Критическое давление 4,58 МПа, критическая температура -82 °C, температура вспышки +87,8 °C, температура самовос-пламенения +537,8 °C, низшая массовая теплота сгорания – 50,3 МДж/кг, удельная объемная теплота сгорания – 35,98 МДж/кг, теплота сгорания стехиометрической смеси – 3,418 МДж/м³.

В воздухе метан горит бесцветным пламенем с выделением значительного количества тепла:



При неполном сгорании образуется сажи-стый углерод.

Этан – это органический газ, предельного ряда. Входит в состав природного газа, содержится в нефти. Имеет плотность в воздухе 1,342 кг/м³ (при температуре +20°C). Молекулярная масса 30,07, температура кипения -88,58 °C. Критическое давление 4,87 МПа, критическая температура +32,18 °C, температура вспышки +87,8 °C, температура самовоспламенения +537,8 °C, удельная массовая теплота сгорания – 47,4 МДж/кг, удельная объемная теплота сгорания – 64,06 МДж/м³, теплота сгорания стехиометрической смеси – 3,651 МДж/кг.

Плотность этана при стандартных условиях почти в два раза больше, чем плотность метана. Этан немногим тяжелее воздуха. Плотность воздуха при стандартных условиях имеет значение 1,293 кг/м³.

Таким образом, при конверсии двигателя под этан ставится задача сообщить каждому из цилиндров двигателя тот же заряд тепловой энергии, что и при работе на метане, но в условиях изменения термодинамических характеристик топлива.

Для этого необходимо провести газовой аппаратуры, а так же учесть возможность изменения давления газового топлива для достижения поставленной задачи.

Предлагаемая методика расчета основана на уравнивании теплоты сгорания количества топлива поданного в цилиндр. На данном этапе не ставится задача получить конкретные числовые значения параметров. Целью стоит выяснить, во сколько раз изменятся последние в газовой топливной системе.

Для обеспечения стабильной работы двигателя при той же выходной мощности, что и при использовании жидкого топлива, двигателю необходимо сообщить то же количество теплоты и при использовании любого другого топлива, будь то метан или этан. Для проведения расчетов будем рассматривать один отдельно взятый цилиндр.

Таким образом, теплота, подведенная к отдельному цилиндру, равна при любом топливе:

$$Q_{\text{ж}} = Q_{\text{CH}_4} = Q_{\text{C}_2\text{H}_6} \quad (1)$$

Поскольку теплота, полученная при сгорании определенной массы вещества, равна произведению этой массы и низшей теплоты сгорания, и учитывая выражение (1) можно получить следующее равенство:

$$Q_{\text{нCH}_4}^{\text{p}} \cdot m_{\text{CH}_4} = Q_{\text{нC}_2\text{H}_6}^{\text{p}} \cdot m_{\text{C}_2\text{H}_6}. \quad (2)$$

Исходя из этого равенства и зная численные значения массовой теплоты сгорания, можно получить следующее соотношение:

$$m_{\text{C}_2\text{H}_6} = \frac{Q_{\text{нCH}_4}^{\text{p}}}{Q_{\text{нC}_2\text{H}_6}^{\text{p}}} m_{\text{CH}_4} = \frac{50,3}{47,4} m_{\text{CH}_4} = 1,06 m_{\text{CH}_4}. \quad (3)$$

Таким образом, можно понять, что для работы двигателя, этана необходима большая масса этана, нежели метана.

Этот факт напрямую указывает на необходимость изменения конфигурации оборудования. Подать в камеру сгорания необходимое количество этана можно было бы изменением продолжительности и угла опережения подачи. Но в этом случае есть вероятность нарушения фаз газорас-

предела, что, в свою очередь, приведет как минимум к снижению мощности, а как максимум к нарушению работы двигателя в целом. Соответственно, для стабильной работы двигателя стоит изменить другие параметры состояния газа.

Для удобства дальнейших расчетов представим газовую аппаратуру двигателя как длинную прямую трубу одинакового диаметра, содер-

жащую местные сопротивления в виде дроссельных отверстий. Дроссельные отверстия будут располагаться в трубе таким образом, чтобы ограничить участки равные по объему каждому из элементов газотопливной аппаратуры. Поскольку первый участок трубы условно равен по объему подводящей газовой магистрали, то его объем будем считать бесконечно большим. Представим это графически на рисунке 10.



Рисунок 1 – Схематическое представление состава газовой топливной системы МОД

Форсунка в данной схеме обозначена как набор из пяти дроссельных отверстий равного проходного сечения. При рассмотрении процесса подачи стоит отметить, что в момент подачи газа в камеру сгорания конечные условия могут рассматриваться как одинаковые для любого из газовых топлив. Такое утверждение можно считать верным, поскольку впрыск газа происходит в один и тот же момент времени, что соответствует одной точке на круговой диаграмме газораспределения.

Итак, как известно, при истечении газа через отверстие, газ перетекает под действием разницы давлений до и после последнего. Соответственно, для эффективного и полного наполнения камеры сгорания необходимо создать давление газа до форсунки P_1 настолько большее, чем давление в камере сгорания P_0 , чтобы за время ее открытия в камеру сгорания перетекло необходимое количество газа.

На этом этапе исследования рассмотрим участок нашей условной трубы, соответствующий форсунке. Для оценки количества газа, прошедшего через дроссельные отверстия, воспользуемся уравнением массового расхода через отверстие. В случае подачи газа в камеру сгорания массовый расход в единицу времени будет прямо пропорционален массе подаваемого газа и обратно пропорционален времени подачи газа:

$$M = \frac{m_r}{t_n} \quad (4)$$

где m_r – масса газа, прошедшего через отверстие, кг
 t_n – время подачи газа, мм².

Однако же, количество газа, которое вытекло через отверстие в единицу времени, в свою очередь, также будет являться массовым расходом:

$$M = Svp \quad (5)$$

где S – площадь сечения отверстия, мм²

v – линейная скорость истечения газа, мм²

ρ – плотность газа, кг/м³.

Подставив выражение (5) в (4), путем несложного преобразования получаем, что масса газа, прошедшая через форсунку будет равна:

$$m_r = Svp t_n \quad (6)$$

Используя выражение (6) для (3), и учитывая, что время подачи газа должно оставаться одинаковым как для этана, так и для метана, получаем соотношение:

$$S_{C_{H_4}} v_{C_{H_4}} \rho_{C_{H_4}} = 1,06 S_{C_2H_6} v_{C_2H_6} \rho_{C_2H_6} \quad (7)$$

Анализируя выражение (7), можно прийти к выводу, что изменения конструкции топливной аппаратуры в первую очередь зависят от свойств газа, таких как плотность и скорость его истечения из отверстия.

Для выяснения, какими будут значения плотностей в выражении (7), обратимся к уравнению Ван-дер-Ваальса $(V - nb) \left(p + \frac{n^2 a}{V^2} \right) = nRT$ для установления объема метана и этана на рабочем режиме двигателя. Для расчета будем использовать режим NCR, что соответствует максимальному давлению топливного газа в системе.

Для метана значения давления газа на этом режиме составляет 30,39 МПа при температуре 318,15К.

Решая уравнение Ван-дер-Ваальса относительно объема для одного моля газа, получаем кубическое уравнение:

$$V_m^3 - \left(\frac{RT}{p} + b\right)V_m^2 + \left(\frac{a}{p}\right) - \frac{ba^2}{p} = 0. \quad (8)$$

где p – давление газа, Па;

V – объем газа, м³;

T – температура, К;

R – универсальная газовая постоянная, $\frac{\text{Дж}}{\text{моль}\cdot\text{К}}$;

a – постоянная Ван-дер-Ваальса, $\frac{\text{Па}\cdot\text{м}^6}{\text{моль}^2}$;

b – постоянная Ван-дер-Ваальса, $\frac{\text{м}^3}{\text{моль}}$.

Чтобы найти объем из уравнения Ван-дер-Ваальса, необходимо решить уравнение третьей степени. В результате мы получили бы три корня, один из которых соответствует газообразному состоянию метана. Но его можно найти более простым способом последовательных приближений. Из уравнения Ван-дер-Ваальса для 1 моля метана имеем:

$$V_m = \frac{RT}{p + \frac{a}{V_m^2}} + b = \frac{RT}{p + p_i} + b \quad (9)$$

В качестве первого приближения возьмем объем, получаемый из уравнения Менделеева-Клайперона:

$$V_1 = \frac{RT}{p} = \frac{8,314 \cdot 318,4}{30,36 \cdot 10^6} = 87,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (10)$$

Тогда

$$p_i = \frac{a}{V_1^2} = \frac{0,2256}{(87,2 \cdot 10^{-6})^2} = 29,67 \cdot 10^6 \text{ Па}. \quad (11)$$

Подставляя p_i в (9) получим второе приближение $V_2 = 86,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Тогда для следующего приближения $p_i = 29,94 \cdot 10^6 \text{ Па}$, откуда $V_3 = 86,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$

Продолжая ряд последовательных приближений, получим следующее значение для объема одного моля метана в условиях NCR двигателя:

$$V_m = 86,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Полный объем метана тогда будет равен:

$$V_m = 86,36 \nu \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

где ν – количество молей метана в массе.

Соответственно, количество молей будет равно $\nu = \frac{m_{CH_4}}{16,04} \cdot 10^3$, откуда полный объем метана составит:

$$V_{CH_4} = 86,36 \frac{m_{CH_4}}{16,04} \cdot 10^3 \cdot 10^{-6} = 5,4 m_{CH_4} \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (12)$$

В таком случае, плотность метана при условиях NCR составит:

$$\rho_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{V_{CH_4}} = \frac{m_{CH_4}}{5,4 m_{CH_4} \cdot 10^{-3}} = 185,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (13)$$

Следующий этап исследования – это выяснение плотности этана при условии NCR. Согласно (3) масса этана составляет $1,06 m_{CH_4}$. Воспользовавшись тем же принципом уравнивания

теплоты при сгорании метана и этана, но с выражением ее через объемную теплоту получим, что объем этана для производства той же теплоты будет равен:

$$V_{C_2H_6} = \frac{Q_{HVCH_4}^p}{Q_{HVC_2H_6}^p} V_{CH_4} = \frac{35,83}{64,31} V_{CH_4} = 0,56 V_{CH_4}. \quad (14)$$

Подставив значение объема метана из выражения (12) получим, что объем этана выраженный через массу метана будет равен:

$$V_{C_2H_6} = 0,56 V_{CH_4} = 0,56 \cdot 5,4 m_{CH_4} \cdot 10^{-3} = 3,0 m_{CH_4} \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (15)$$

Имея объем и массу этана в выражении через массу этана для выбранного режима работы двигателя, несложно рассчитать его плотность при этом режиме:

$$\rho_{C_2H_6} = \frac{m_{C_2H_6}}{V_{C_2H_6}} = \frac{1,06 m_{CH_4}}{3,0 m_{CH_4} \cdot 10^{-3}} = 353,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (16)$$

Для дальнейшего анализа, необходимо выяснить значения скоростей истечения через отверстия. Для этого необходимо выяснить значение давления этана при найденных параметрах. Для этого снова обратимся к уравниванию теплоты при сгорании метана и этана, но с выражением ее через объемную теплоту:

$$Q_{HVC_2H_6}^p V_{C_2H_6} = Q_{HVCH_4}^p V_{CH_4} \quad (17)$$

Однако, выразим объем через уравнение Менделеева-Клайперона. Использование этого уравнения можно считать допустимым, потому как разница полученных выше значений для одного моля газов с помощью него и с помощью уравнения Ван-дер-Ваальса составляем 0,5 %. Итак, преобразовав выражение (17), получим:

$$Q_{HVC_2H_6}^p \frac{RT_{C_2H_6} \nu_{C_2H_6}}{p_{C_2H_6}} = Q_{HVCH_4}^p \frac{RT_{CH_4} \nu_{CH_4}}{p_{CH_4}} \quad (18)$$

Преобразуем данное выражение, принимая условие, что температура метана и этана равна, ввиду настроек системы подачи газа, а также выходящая количество молей газов через их молярные массы, получим следующее выражение:

$$Q_{HVC_2H_6}^p \frac{RT_{C_2H_6} \frac{1,06 m_{CH_4}}{30,06}}{p_{C_2H_6}} = Q_{HVCH_4}^p \frac{RT_{CH_4} \frac{m_{CH_4}}{16,04}}{p_{CH_4}} \quad (19)$$

Из выражения (18) получим отношение давления этана к давлению метана на режиме NCR двигателя

$$\frac{p_{C_2H_6}}{p_{CH_4}} = \frac{Q_{HVC_2H_6}^p}{Q_{HVCH_4}^p} \cdot \frac{16,04 \cdot 1,06}{30,06} = \frac{64,31}{35,83} \cdot \frac{16,04 \cdot 1,06}{30,06} = 1,01 \quad (20)$$

Тогда,

$$p_{C_2H_6} = 1,01 p_{CH_4} = 1,01 \cdot 30,39 = 30,694 \text{ МПа}.$$

Принимая во внимание условия равенства температур метана и этана, получаем, что параметры этана на режиме NCR будут равны $p_{C_2H_6} = 30,694 \text{ МПа}$, $T_{C_2H_6} = 318,15 \text{ К}$. Оценивая эти параметры по диаграмме состояния этана,

можно увидеть, что это состояние находится достаточно области фазового перехода, что, в свою очередь, недопустимо в эксплуатации двигателя. Для переоценки параметров этана обратимся к закону Шарля, поскольку объем в нашем случае остается постоянным. Таким образом, имеем $\frac{p_{C_2H_6}}{T_{C_2H_6}} = const$. Анализируя различные возможные состояния этана, получим, что устойчивое газообразное состояние достигается при температуре 333,15К и давлении 32,14 МПа. Соответственно примем эти параметры, как параметры, соответствующие режиму NCR главного двигателя.

Итак, теперь для финальной стадии математического расчета изменения диаметра проходного сечения, необходимо рассчитать скорость истечения метана и этана. Прежде всего, необходимо выяснить, каким истечением это будет – до критическим или критическим.

Для установления этого факта, необходимо рассчитать критическое значение отношений давлений. Поскольку газовый аккумулятор во время впрыска топлива непрерывно пополняется тем же количеством газа, что и было впрыснуто в цилиндр, то впрыск газового топлива можно рассматривать как истечение газа из резервуара неограниченной емкости. Каналы распылителя тогда стоит принять как цилиндрические выходные каналы. В этом случае скорость истечения будет зависеть только от противодавления на кромке выходного канала. А само это противодавление будет равняться давлению в цилиндре во время впрыска топлива. Поскольку впрыск осуществляется после впрыска запального жидкого топлива, то этот момент еще ближе к верхней мертвой точке. Соответственно противодавление возможно принять равным давлению сжатия P_c . Так как расчет осуществляется по параметрам конкретного двигателя, то это давление можно взять из данных стендовых испытаний. Давление сжатия не зависит от применяемого топлива, поэтому будет принято равным усредненному давлению сжатия по цилиндрам, как для метана, так и для этана. Давление сжатия на расчетном режиме принимается равным 14,31 МПа.

Итак, проведем расчет скорости истечения метана. При данном режиме давление метана в газовой системе составляет 30,39 МПа при температуре 318,15К. При таких параметрах удельная изобарная теплоемкость составляет $c_p = 3,47 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$. Индивидуальная газовая постоянная метана равна.

Имея эти данные, находим удельную изохорную теплоемкость:

$$c_v = c_p - R_{C_{H_4}} = 3,47 - 0,519 = 2,951 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} \quad (21)$$

Исходя из этих данных, получим, что показатель адиабаты метана при расчетных параметрах составляет:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{3,47}{2,951} = 1,176. \quad (22)$$

Критическое отношение давлений в этом случае будет равно:

$$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,176+1}\right)^{\frac{1,176}{1,176-1}} = 0,569. \quad (23)$$

Далее выясняем характер истечения при наших условиях. Отношение давлений в камере сгорания и газовой системе при впрыске метана составит:

$$\beta = \frac{P_1}{P_2} = \frac{14,31}{30,39} = 0,47. \quad (24)$$

Отношение давлений между газовой магистралью и камерой сгорания лежит в диапазоне $0 < \beta < \beta_k$, что говорит нам о критическом характере истечения, и расход через отверстия распылителя форсунки является максимальным.

При этом характере истечения скорость потока будет равна местной скорости звука и будет определяться формулой:

$$v = v_{max} = \sqrt{kRT}; \quad (25)$$

где k – показатель адиабаты,

R – индивидуальная газовая постоянная, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$,

T – абсолютная температура газа, К.

Таким образом, при данных данном режиме работы двигателя из выражения (25) скорость истечения метана составит 440,66 м/с.

Далее проведем такой же расчет для этана. Для начала определим входящие данные для расчета. Расчетными параметрами принимаются значения, определенные выше: температура – 333,15К, давление до отверстия – 32,14МПа, давление за отверстием – 14,31 МПа.

При таких параметрах этана по справочным данным находим, что удельная изобарная теплоемкость равна $c_p = 2,789 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$, индивидуальная газовая постоянная этана равна $R_{C_2H_6} = 0,277 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$.

Имея эти данные, находим удельную изохорную теплоемкость:

$$c_v = c_p - R_{C_2H_6} = 2,789 - 0,277 = 2,512 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}} \quad (26)$$

Исходя из этих данных, получим, что показатель адиабаты этана при расчетных параметрах составляет:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{2,789}{2,512} = 1,11. \quad (27)$$

Критическое отношение давлений на этом режиме будет составлять:

$$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,11+1}\right)^{\frac{1,11}{1,11-1}} = 0,583. \quad (28)$$

Далее выясняем характер истечения при наших условиях. Отношение давлений в камере сгорания и газовой системе при впрыске этана составит:

$$\beta = \frac{P_1}{P_2} = \frac{14,31}{32,14} = 0,445. \quad (29)$$

Как и в случае с метаном, отношение давлений между газовой магистралью и камерой сгорания лежит в диапазоне $0 < \beta < \beta_k$, что говорит нам о критическом характере истечения, и расход через отверстия распылителя форсунки также является максимальным.

Используя выражение (25) находим, что скорость истечения этана составит 320,05 м/с.

Итак, мы рассчитали и нашли все необходимые значения для расчета отношения площадей поперечных сечений проходных отверстий газовой топливной аппаратуры для различных газов. Преобразуя выражение (7) получим:

$$\frac{S_{C_2H_6}}{S_{CH_4}} = \frac{v_{CH_4} \rho_{CH_4}}{1,06 v_{C_2H_6} \rho_{C_2H_6}}. \quad (30)$$

Подставляя полученные в ходе расчетов данные, получим следующий результат:

$$\frac{S_{C_2H_6}}{S_{CH_4}} = \frac{v_{CH_4} \rho_{CH_4}}{1,06 v_{C_2H_6} \rho_{C_2H_6}} = \frac{440,66 \cdot 185,6}{1,06 \cdot 320,05 \cdot 353,3} = 0,682.$$

Таким образом, мы получили результат, который позволяет нам сказать, что при работе двигателя на этане площадь проходных сечений должна быть уменьшена с коэффициентом 0,682. Поскольку все расчеты выполнялись без привязки к конкретным геометрическим размерам, а лишь на основании термодинамических параметров газа, можно утверждать, что данное отношение будет справедливо и для других элементов газовой топливной аппаратуры, поскольку расход газа через каждое из рассматриваемых отверстий должен сохраняться постоянным на всем протяжении впрыска.

Используя выражение (30) выясним линейный размер отверстий распылителя этановой форсунки. Из спецификации двигателя имеем диаметр отверстий распылителя метановой форсунки 1,95 мм. Тогда площадь поперечного сечения этого отверстия будет равна

$$S_{CH_4} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,95^2}{4} = 2,985 \text{ мм}^2.$$

Тогда площадь поперечного сечения отверстия распылителя составит:

$$S_{C_2H_6} = 0,682 S_{CH_4} = 0,682 \cdot 2,985 = 2,036 \text{ мм}^2.$$

Отсюда диаметр проходного сечения распылителя этановой форсунки будет равен

$$d_{C_2H_6} = \sqrt{\frac{4 S_{C_2H_6}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,036}{3,14}} = 1,61 \text{ мм}$$

Полученный результат достаточно близко соотносится со спецификацией этановой форсунки для этого двигателя. Размер диаметра отверстий распылителя согласно спецификации составляет 1,70 мм (больше около 6 % по диаметру и на 10 % по сечению). Погрешность расчетов составляет 5 %, что можно объяснить разностью принятых справочных данных.

Литература

1. The 4T50ME-GI Test Engine at MAN Diesel & Turbo's Copenhagen Test Centre, Printed in Denmark MAN Diesel & Turbo Tegllholmsgade Copenhagen SV, Denmark, Feb. 2011.
2. Епифанов В.С. Эксплуатация судовых энергетических установок на природном газе. – М.: ТрансЛит, 2010. – 212 с.
3. Худяков С.А. Особенности дизелей фирмы MAN B&W серии ME-GI и их топливной системы / С.А. Худяков, В.А. Башкатов // Эксплуатация морского транспорта. – 2018. – № 2 (83). – С.107- 114.
4. Худяков С.А. Системы подвода газа для дизелей фирмы MAN B&W серии SME-GI/ С.А. Худяков, В.А. Башкатов // Эксплуатация морского транспорта. – 2018. – № 3 (88). – С.81- 86.

REFERENCES

1. The 4T50ME-GI Test Engine at MAN Diesel & Turbo's Copenhagen Test Centre, Printed in Denmark MAN Diesel & Turbo Tegllholmsgade Copenhagen SV, Denmark, Feb. 2011.
2. Epifanov V.S. Ekspluatatsiya sudovyh energeticheskikh ustanovok na prirodnom gaze. – M.: TransLit, 2010. – 212 s.
3. Hudyakov S.A. Osobennosti dizelej firmy MAN B&W serii ME-GI i ih toplivnoj sistemy / S.A. Hudyakov, V.A. Bashkatov // Ekspluatatsiya morskogo transporta, № 2 (83), 2018. – Novorossijsk, RIO GMU im. adm. F.F. Ushakova. – S.107- 114.
4. Hudyakov S.A. Sistemy podvoda gaza dlya dizelej firmy MAN B&W serii SME-GI/ S.A. Hudyakov, V.A. Bashkatov // Ekspluatatsiya morskogo transporta, № 3 (88), 2018. – Novorossijsk, RIO GMU im. adm. F.F. Ushakova. – S.81- 86.