

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ**В. А. Шишков**ООО «Палладио», Тольятти,
Российская Федерация

Vladimir-shishkov@yandex.ru

Цель работы: повышение эффективности работы энергетической установки. Способ управления подачей криогенного топлива в газотурбинный двигатель заключается в насосной подаче его жидкой фазы, с последующим разделением её на две части и регулированием расхода каждой части. Подогрев первой части криогенного топлива до газообразного состояния в теплообменном аппарате, её смешением со второй частью и подачей полученной смеси криогенного топлива в камеру сгорания. Через теплообменный аппарат пропускают первую часть расхода криогенного топлива

$G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_l] / [i_g - i_l]$, где G_{sm} – расход криогенного топлива на выходе из смесителя, C_{p_sm} – изобарная теплоёмкость криогенного топлива на выходе из смесителя, T_{fp} – температура фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе, ΔT – превышение температуры газовой смеси криогенного топлива на выходе смесителя над температурой фазового перехода, i_l – энтальпия первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат и второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель, i_g – энтальпия газообразной фазы криогенного топлива на выходе теплообменного аппарата, при которой её подают на первый вход в смеситель. При этом $i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l$ и $G_{sm} = G_{ta} + G_l$, где G_l – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель. При давлении криогенного топлива в смесителе ниже критического значения P_{kr} , температура T_{fp} фазового перехода от жидкости к газу криогенного топлива принимают равной температуре $T_{нас}$ на линии насыщения криогенного топлива при соответствующем давлении в смесителе. Превышение температуры смеси криогенного топлива над температурой фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя задают $\Delta T = 60^\circ \dots 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ \dots 260^\circ$ для криогенного водорода. За счёт газификации части расхода криогенного топлива в теплообменном аппарате и последующем смешении этой части со второй жидкой частью криогенного топлива в смесителе, уменьшено обмерзание наружной поверхности теплообменного аппарата на всех режимах работы энергетической установки. За счёт снижения наружного обмерзания каналов теплообменного аппарата, в нём повышена эффективность теплопередачи. За счёт снижения габаритов теплообменного аппарата уменьшены гидравлические потери в газодинамическом тракте энергетической установки, что, в свою очередь, повышает её коэффициент полезного действия. За счёт снижения температуры газовой фазы криогенного топлива на входе в камеру сгорания снижена температура выхлопных газов на её выходе, что, в свою очередь, повысило надёжность работы газовой турбины энергетической установки. Способ работы системы подачи криогенного топлива предназначен для энергетических установок наземного базирования и транспортных средств. Работа предназначена для научных работников и инженеров конструкторов в области использования криогенных топлив для двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова. теплообменный аппарат, криогенное топливо, жидкая и газообразная фазы, линия насыщения, энергетическая установка.

1 Введение

Известна система подачи криогенного топлива в камеру сгорания энергетической установки [1], содержащую криогенную ёмкость, соединённую через насос, теплообменник газификатор и отсечной клапан с форсунками камеры сгорания газотурбинного двигателя. Недостаток этой системы подачи криогенного топлива заключается в том, что наружное обмерзание льдом каналов теплообменника газификатора со стороны входа криогенного топлива достигает 40% от теплопередающей площади наружной поверхности каналов на низких режимах работы энергетической установки и до 10% на максимальных режимах работы энергетической установки.

Известен способ работы двухтопливного газотурбинного двигателя, работающего на углеводородном и криогенном топливе [2], заключающийся в том, что при работе на углеводородном топливе в камеру сгорания через теплообменник подают и криогенное топливо в количестве, обеспечивающем охлаждение стенок теплообменника до температуры ниже допустимой температуры для конструкции теплообменников. Криогенное топливо также подают через теплообменник на режимах выше малого газа, а расход криогенного топлива через теплообменник увеличивают пропорционально увеличению температуры газов за турбиной. Недостаток способа заключается в том, что при работе газотурбинного двигателя обмерзание льдом наружной поверхности каналов теплообменного аппарата достигает 40% поверхности в зависимости от режима работы, что снижает эффективность теплопередачи, а значит и эффективность энергетической установки.

Известна система подачи криогенного топлива [3], содержащая криогенную ёмкость, соединённую последовательно через расходный клапан, топливный насос и первый регулятор расхода с входом первого теплообменника парогенератора, состоящего из входного коллектора, соединённого через

параллельные каналы с выходным коллектором, выход которого соединён через отсечной клапан с форсунками камеры сгорания, при этом подвод внешней теплоты к каналам первого теплообменника парогенератора осуществлён от горячих выхлопных газов энергетической установки, а также выход топливного насоса через второй регулятор расхода соединён с холодным входом второго теплообменника парогенератора, холодный выход которого соединён с первым входом смесителя, при этом выход криогенного топлива из первого теплообменника парогенератора соединён с горячим входом второго теплообменника парогенератора, горячий выход которого соединён со вторым входом смесителя, а его выход соединён с входом в отсечной клапан и тем, что первый и второй регуляторы расхода криогенного топлива соединены с блоком управления энергетической установки, при этом на минимальном режиме работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт не более чем на 70%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт более чем на 30%, а также на максимальном режиме работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт более чем на 90%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт не более чем на 10%, при этом на промежуточных между минимальным и максимальным режимами работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт в соответствии с режимом в диапазоне от 60 до 100%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт соответственно в диапазоне от 40 до 0%, со стороны входа криогенного топлива на наружной поверхности канала первого теплообменника установлен датчик температуры, соединённый с блоком управления энергетической установки, при этом первым и вторым регуляторами расхода криогенного топлива управляют в зависимости от температуры стенки со стороны входа криогенного топлива на

наружной поверхности канала первого теплообменника парогенератора, при этом если температура ниже 273,15 К, то первый регулятор расхода прикрывают, а второй регулятор расхода открывают до тех пор, пока температура не превысит вышеназванное значение. Недостаток системы заключается в применении дополнительного теплообменника, а это повышает внешние тепловые потери в нём и увеличивает габаритно-массовые характеристики, как первого теплообменника парогенератора, так и системы в целом.

Цель работы: повышение эффективности работы энергетической установки за счёт улучшения теплопередачи в теплообменном аппарате для криогенного топлива путём уменьшения зоны внешнего обледенения каналов теплообменного аппарата, повышение надёжности работы газовой турбины энергетической установки за счёт снижения температуры газов в камере сгорания путём отбора теплоты к поступающей холодной газовой фазе криогенного топлива, а также снижение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата, как с внутренней полости, так и со стороны горячих выхлопных газов путём уменьшения объёма льда, намерзающего на внешней поверхности каналов теплообменного аппарата.

2 Основной подход

Система для осуществления способа (рис. 1) содержит криогенную емкость 1 соединенную с входом криогенного насоса 2, выход которого соединен последовательно через первый регулятор расхода 3, теплообменный аппарат 4, с первым входом смесителя 5, выход которого соединен с форсункой 7 в энергетическом устройстве 8 (газотурбинный двигатель), а также через второй регулятор расхода 6, вход которого соединён с выходом насоса 2, а выход со вторым входом смесителя 5.

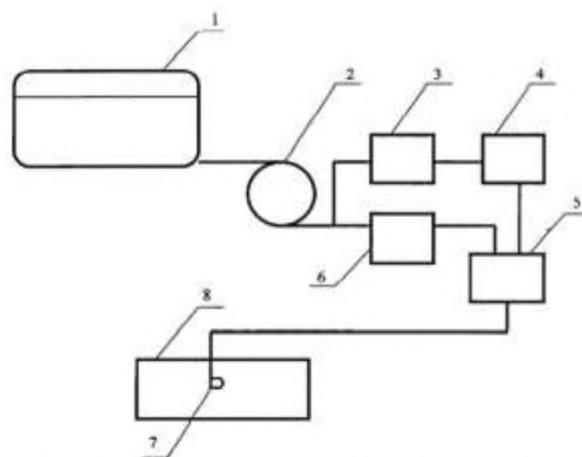


Рисунок 1 - Схема системы подачи криогенного продукта в газотурбинный двигатель

На рисунке 2 Схема газификации криогенного топлива в теплообменном аппарате и смесителе в координатах T-S (температура – энтропия).

На схеме рисунка 2 кривая 22 показывает линию фазового перехода криогенного топлива из жидкости в газ при рабочих давлениях выше критической точки $P_{кр}$, а при давлениях ниже критической точки $P_{кр}$ линия полного фазового перехода из жидкости в газ совпадает с линией насыщения 9.

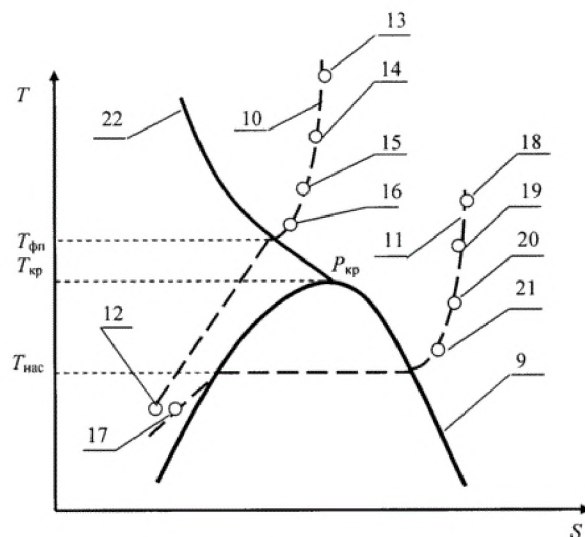


Рисунок 2 - Схема газификации криогенного топлива в теплообменном аппарате и смесителе в координатах T-S (температура – энтропия)

Линия 10 показывает изменение температуры криогенного топлива при давлениях выше критической точки $P_{кр}$, а

линия 11 при давлениях ниже критической точки. Линии 10 и 11 близки к изобарам, но учитывают потери давления из-за гидравлических сопротивлений элементов системы подачи криогенного топлива. Точка 12 на линии 10 показывает температуру и энтальпию первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива на втором входе в смеситель 5 при давлении выше критической точки $P_{кр}$. Точка 13 показывает температуру газовой фазы криогенного топлива на выходе из теплообменного аппарата 4 и на первом входе в смеситель 5. Точка 14 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Точка 15 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $60^\circ > \Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $150^\circ > \Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода. Точка 16 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода. Точка 17 на линии 11 показывает температуру и энтальпию первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива на втором входе в смеситель 5 при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 18 показывает температуру газовой фазы криогенного топлива на выходе из теплообменного аппарата 4 и на первом входе в смеситель 5 при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 19 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 20 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $60^\circ > \Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $150^\circ > \Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 21 показывает

температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$.

Из криогенной емкости 1 с помощью насоса 2 (рисунок 1) осуществляют подачу первой части жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 12 (рисунок 2) через первый регулятор расхода 3 (рисунок 1) и подогреве этой первой части криогенного топлива до газообразного состояния до точки 13 (рисунок 2) в теплообменном аппарате 4 (рисунок 1), с выхода которого газовую фазу криогенного топлива подают на первый вход смесителя 5 для последующего смешения со второй частью жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 12 (рисунок 2), которую подают от выхода насоса 2 через второй регулятор расхода 6 на второй вход смесителя 5 (рисунок 1), с выхода которого газовая смесь криогенного топлива с температурой в точке 15 (рисунок 2) поступает в форсунку 7 в энергетическом устройстве 8 (рисунок 1), при этом через теплообменный аппарат 4 (рисунок 1) пропускают первую часть расхода криогенного топлива:

$$G_{та} = G_{см} \cdot [C_{p_см} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_1] / [i_g - i_1],$$

где $G_{см}$ – расход смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 (рисунок 1), $C_{p_см}$ – изобарная теплоёмкость смеси криогенного топлива на выходе из смесителя 5, T_{fp} – температура (рисунок 2) фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе 5 (рисунок 1), ΔT – превышение температуры в точке 15 (рисунок 2) смеси криогенного топлива над температурой T_{fp} фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рисунок 1), $i_ж$ – энтальпия в точке 12 (рисунок 2) первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5, i_g – энтальпия в точке 13 (рисунок 2) газообразной фазы криогенного топлива на

выходе теплообменного аппарата 4, и при которой её подают на первый вход в смеситель 5 (рисунок 1), при этом

$$i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l \text{ и } G_{sm} = G_{ta} + G_l,$$

где G_l – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5.

При давлении криогенного топлива в смесителе 5 ниже критического значения P_{kg} (рисунок 2) из криогенной емкости 1 с помощью насоса 2 (рисунок 1) осуществляют подачу первой части жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 17 (рисунок 2) через первый регулятор расхода 3 (рисунок 1) и подогреве до точки 18 (рисунок 2) этой первой части криогенного топлива до газообразного состояния в теплообменном аппарате 4, с выхода которого газовую фазу криогенного топлива подают на первый вход смесителя 5 (рис.1) с температурой в точке 18 (рис.2) для последующего смешения со второй частью жидкой фазы криогенного топлива при температуре в точке 17 (рис.2), которую подают от выхода насоса 2 через второй регулятор расхода 6 на второй вход смесителя 5 (рис.1), с выхода которого газовая смесь криогенного топлива с температурой в точке 20 (рис.2) поступает в форсунку 7 (рис.1) в энергетическом устройстве 8, при этом через теплообменный аппарат 4 (рис.1) пропускают первую часть расхода криогенного топлива:

$$G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_l] / [i_g - i_l],$$

где G_{sm} – расход смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 (рис.1), C_{p_sm} – изобарная теплоёмкость смеси криогенного топлива на выходе из смесителя 5, T_{fp} – температура (рис.2) фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе 5 (рис.1) принимают равной температуре T_{nas} (рис.2) на линии насыщения криогенного топлива при соответствующем давлении в смесителе 5 (рис.1), ΔT – превышение температуры в точке 20 (рис.2) смеси криогенного топлива над температурой T_{fp} (рис.2) фазового перехода после смешения

газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рис.1), i_l – энтальпия в точке 17 (рис.2) первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива, который подают на второй вход в смеситель 5 (рис.1), i_g – энтальпия в точке 18 (рис.2) газообразной фазы криогенного топлива на выходе теплообменного аппарата 4, при которой её подают на первый вход в смеситель 5 (рис.1), при этом

$$i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l \text{ и } G_{sm} = G_{ta} + G_l,$$

где G_l – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5.

При изменении режима работы энергетического устройства 8 (рис.1) ограничивают диапазон ΔT превышения температуры криогенного топлива над температурой T_{fp} (рис.2) фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рис.1), на рис.2 точка 16 соответствует превышению $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода, а точка 14 превышению $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Для давлений в смесителе 5 (рис.1) ниже критического значения P_{kg} (рис.2) температура фазового перехода $T_{fp} = T_{nas}$ (рис.2) равна температуре на линии насыщения 9 (рис.2) при соответствующем давлении в смесителе 5 (рис.1), при этом точка 21 (рис.2) соответствует превышению $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода, а точка 19 (рис.2) превышению $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Малые величины $\Delta T < 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T < 150^\circ$ для криогенного водорода приводят к появлению двухфазной среды на выходе из смесителя 5 (рис.1) и наружному обледенению форсунок 7 энергетического устройства 8, что ухудшает точность дозирования криогенного продукта через форсунки 7 (рис.1) при подаче в

энергетическую устройство 8 (рис.1), а также приводит к его неустойчивой работе. Для $\Delta T > 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T > 150^\circ$ для криогенного водорода форсунки 7 (рис.1) не получают наружного обледенения из-за высокой температуры (250...400°C) обтекающего их воздуха из-за компрессора и его расхода, который больше расхода $G_{см}$ криогенного топлива в соответствии со стехиометрическим числом. Большие величины $\Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода приводят к увеличению габаритов теплообменного аппарата 4 (рис.1), а значит и к гидравлическим потерям в нём, как при подаче криогенного продукта $G_{та}$, так и внешнего горячего теплоносителя (горячие газы на выходе из турбины энергетической установки) из-за увеличения площади теплопередающей поверхности теплообменного аппарата 4 (рис.1) и увеличения наружного обледенения.

За счёт газификации части расхода криогенного топлива в теплообменном аппарате и последующем смешении этой части со второй жидкой частью криогенного топлива в смесителе, уменьшено обмерзание наружной поверхности теплообменного аппарата на всех режимах работы энергетической установки. За счёт снижения наружного обмерзания каналов теплообменного аппарата, в нём повышена эффективность теплопередачи. За счёт снижения габаритов теплообменного аппарата уменьшены гидравлические потери в газодинамическом тракте энергетической установки, что, в свою очередь, повышает её коэффициент полезного действия. За счёт снижения температуры газовой фазы криогенного топлива на входе в камеру сгорания снижена температура выхлопных газов на её выходе, что, в свою очередь, повысило надёжность работы газовой турбины энергетической установки.

Список использованных источников

[1] Авторское свидетельство СССР №1795139, F02K 9/44, опубл. 1991.

[2] Патент RU №93006021, F02C 9/00, опубл. 30.04.1995.

[3] Патент RU №2667845, заявл. 30.08.2017, опубл. 24.09.2018. Бюл. №27. - 11 с.

[4] Способ работы системы подачи криогенного продукта: патент на изобретение № 2705347: МПК F02C 9/00 (2006.1), F02K 9/44 (2006.1), F17C 9/02 (2006.1) / Шишков В.А.; заявитель Шишков В.А.– №2018141151/06(068536); заявл. 22.11.2018, опубл. 6.11.2019. Бюл.№31.– 10с.

THE METHOD OF CONTROLLING THE SUPPLY OF CRYOGENIC FUEL IN A GAS TURBINE ENGINE**V.A. Shishkov**

Palladio LLC, Tolyatti, Russian Federation

Vladimir-shishkov@yandex.ru

Purpose of work: increasing the efficiency of the power plant. A method of controlling the supply of cryogenic fuel to a gas turbine engine is to pump its liquid phase, followed by its separation into two parts and controlling the flow rate of each part. Heated the first part of the cryogenic fuel to a gaseous state in the heat exchanger, mixing it with the second part and feeding the resulting mixture of cryogenic fuel into the combustion chamber. The first part of the cryogenic fuel flow rate is passed through the heat exchanger $G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_l] / [i_g - i_l]$, where G_{sm} is the consumption of cryogenic fuel at the outlet of the mixer, C_{p_sm} is the isobaric heat capacity of cryogenic fuel at the outlet from the mixer, T_{fp} is the temperature of the phase transition of cryogenic fuel from liquid to gas at a pressure in the mixer, ΔT is the temperature of the gas mixture of cryogenic fuel at the outlet of the mixer above the temperature of the phase transition, i_l is the enthalpy of the first part of the liquid phase of cryogenic fuel at the input ode to the heat exchanger and the second part of the liquid phase of the cryogenic fuel, which is fed to the second entrance to the mixer, i_g is the enthalpy of the gaseous phase of the cryogenic fuel at the outlet of the heat exchanger, at which it is fed to the first entrance to the mixer. Moreover, $i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l$ and $G_{sm} = G_{ta} + G_l$, where G_l is the flow rate of the second part of the liquid phase of the cryogenic fuel, which is fed to the second input to the mixer. When the pressure of the cryogenic fuel in the mixer is below the critical value P_{kr} , the temperature T_{fp} of the phase transition from liquid to gas of the cryogenic fuel is taken equal to the temperature T_{nas} on the saturation line of the cryogenic fuel at the corresponding pressure in the mixer. The excess of the temperature of the cryogenic fuel mixture over the phase transition temperature after mixing the gas and liquid phases at the mixer outlet sets $\Delta T = 60^\circ \dots 170^\circ$ for cryogenic methane and $\Delta T = 150^\circ \dots 260^\circ$ for cryogenic hydrogen. Due to the gasification of a part of the cryogenic fuel consumption in the heat exchanger and subsequent mixing of this part with the second liquid part of the cryogenic fuel in the mixer, the freezing of the outer surface of the heat exchanger in all operating modes of the power plant is reduced. Due to the reduction of external freezing of the channels of the heat exchanger, the heat transfer efficiency is increased in it. By reducing the dimensions of the heat exchanger, the hydraulic losses in the gas-dynamic path of the power plant are reduced, which, in turn, increases its efficiency. By lowering the temperature of the gas phase of the cryogenic fuel at the inlet to the combustion chamber, the temperature of the exhaust gases at its outlet is reduced, which, in turn, increased the reliability of the gas turbine of the power plant. The method of operation of the cryogenic fuel supply system is intended for ground-based power plants and vehicles. The work is intended for scientists and designers in the field of cryogenic fuels for internal combustion engines.

Key words: heat exchanger, cryogenic fuel, liquid and gaseous phases, saturation line, power plant.

References

- [1] USSR author's certificate No. 1795139, F02K 9/44, publ. 1991.
- [2] Patent RU No. 93006021, F02C 9/00, publ. 04/30/1995.
- [3] Patent RU No. 2667845, claimed. 08/30/2017, publ. 09/24/2018. Bull. Number 27. - 11 p.

[4] The method of operation of the cryogenic product supply system: patent for invention No. 2705347: IPC F02C 9/00 (2006.1), F02K 9/44 (2006.1), F17C 9/02 (2006.1) / Shishkov V.A. the applicant Shishkov V.A.– No. 2018141151/06 (068536); declared 11/22/2018, publ. 11/06/2019. Bull. No. 31.– 10s.