УДК 621.18

Разработка и оптимизация конструкции парогенератора для паротурбиной установки на пентафторпропане

Ганков Максим Сергеевич gankovms@student.bmstu.ru
Ильичев Владимир Юрьевич ilyichev.vyu@bmstu.ru

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, Россия

Рассмотрены основные типы конструкций, используемых в качестве парогенераторов. Произведен оптимизационный расчет парогенератора турбоустановки, работающей на органическом рабочем теле — пентафторпропане. Описана последовательность этапов проектирования, которая привела к достижению минимальной длины трубок секций. Представлен эскизный проект, а также компоновка трубных пучков секций. Спроектированный парогенератор имеет единый корпус и минимальные габариты, что является необходимым требованием, предъявляемым к установкам контейнерного типа.

***Ключевые слова*:** *парогенератор, пентафторпропан, оптимизация конструкции, органический цикл Ренкина*

В паротурбинных установках, работающих по органическому циклу Ренкина, подвод теплоты в цикле осуществляется в парогенераторах, которые в большинстве случаев представляют собой кожухотрубные теплообменные аппараты, конструкции которых представлены в работах [1–3] или же ребойлеры [4], которые наиболее распространены в химической промышленности. Наиболее часто встречающиеся парогенераторы представляют собой несколько теплообменных аппаратов в отдельных корпусах. Целью данной работы является разработка эскизного проекта и компоновки парогенератора на пентафторпропане (R245fa) и оптимизация его размеров на основе исходных данных, полученных при расчете тепловой схемы ПТУ, использующей в качестве первичного теплоносителя воду из геотермального источника.

На начальном этапе проектирования расчет парогенератора производился из схемы течения «противоток», при которой греющая среда — вода, протекающая внутри трубок 16х2, а нагреваемая среда — пентафторпропан, осуществляет движение в межтрубном пространстве. Определение теплофизических свойств теплоносителей производилось при помощи набора функций CoolProp [5]. Расход греющей воды определялся из условия его минимума при заданном минимальном температурном напоре Δt_{min} = 10 °С, а число трубок для всех секций (экономайзера, испарителя и пароперегревателя) считалось постоянным. В результате такого расчtта были получены длины трубок экономайзера $l_э$ = 10,2 м, испарителя $l_и$ = 1,23 м и пароперегревателя $l_{пп}$ = = 0,42 м. Для данной схемы течения была предпринята попытка увеличения числа теплообменных трубок за счет снижения скорости движения первично-

го теплоносителя. Это привело к существенному росту числа трубок, однако длина экономайзера уменьшилась всего лишь до 8,86 м.

После этого было решено увеличить температурный напор и расход греющей среды за счет повышения минимального температурного напора до Δt_{min} = 18 °С. Данное решение способствовало снижению длины трубок до $l_э$ = 6,25 м. Из анализа полученных данных было установлено, что проектирование парогенератора по данной схеме течения теплоносителей не имеет смысла по причине неудовлетворительно большой длины трубок экономайзера, в то время как остальные секции имеют сравнительно небольшие размеры.

На следующем этапе была предпринята попытка перехода к перекрестной схеме течения в экономайзере за счет установки в нем ряда поперечных перегородок, при сохранении противоточного течения в остальных секциях. По методике, изложенной в работе [6], была определена поправка среднего логарифмического температурного напора на перекрестный ток, которая составила $\varepsilon_{\overline{\Delta t}} = 1$ при определенных в ходе расчета температурах теплоносителей на входе и выходе в экономайзер. Компоновка пучка труб была выбрана шахматной с поперечным шагом s_1 = 0,022 м, а продольным — s_2 = 0,018. При такой разбивке и малом числе перегородок межтрубный теплоноситель имеет низкие скорости, что не способствует значительному увеличению коэффициенту теплоотдачи с его стороны.

При увеличении числа перегородок и уменьшении скорости первичного теплоносителя с целью увеличения теплообменной поверхности и интенсификации теплообмена со стороны пентафторпропана. В результате скорость движения греющей воды в экономайзере была снижена до 0,47 м/с, что при массовом расходе G_1 = 19,5 кг/с привело к увеличению числа трубок до 340 штук. При числе перекрестных участков, равном 19, длина трубок экономайзера составила $l_э$ = 1,22 м, что является допустимым для проектируемой конструкции парогенератора для ПТУ контейнерного типа.

На заключительном этапе оптимизации парогенератора из конструктивных соображений возможности компоновки трубного пучка был выбран внутренний диаметр парогенератора $D_{внут}$ = 0,6 м, а также определялось необходимое число труб секций испарителя и пароперегревателя из условия их размещения в выбранном кожухе при длине трубок этих секций, равной или близкой к длине трубок экономайзера. Итоговые результаты многовариантного расчета приведены в таблице.

Результаты расчетов секций парогенератора

Параметр	Экономайзер	Испаритель	Пароперегреватель
Число трубок, шт	340	72	110
Длина трубок l, м	1,22	1,22	0,71
Скорость воды в трубках c_1, м/с	0,47	1,88	1,75
Коэффициент теплопередачи k, Вт/ ($м^2 \cdot °С$)	1317	5188	591

Эскиз компоновки трубных пучков представлен на рис. 1.
Эскиз конструкции парогенератора представлен на рис. 2.

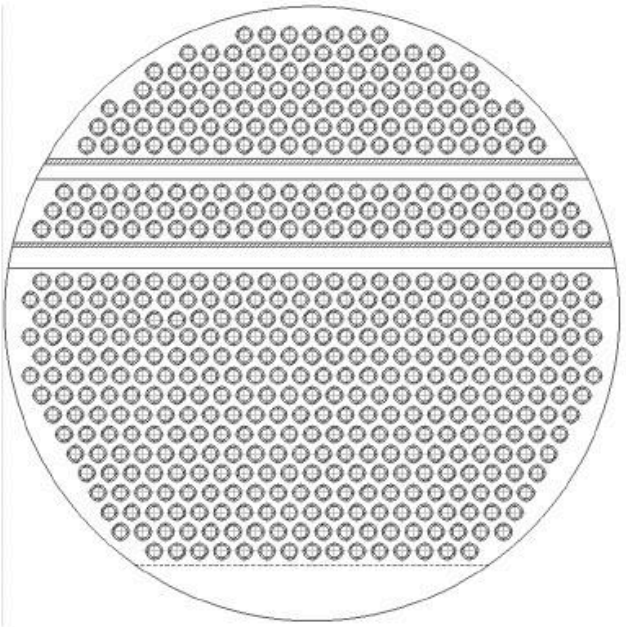


Рис.1. Эскиз трубных пучков

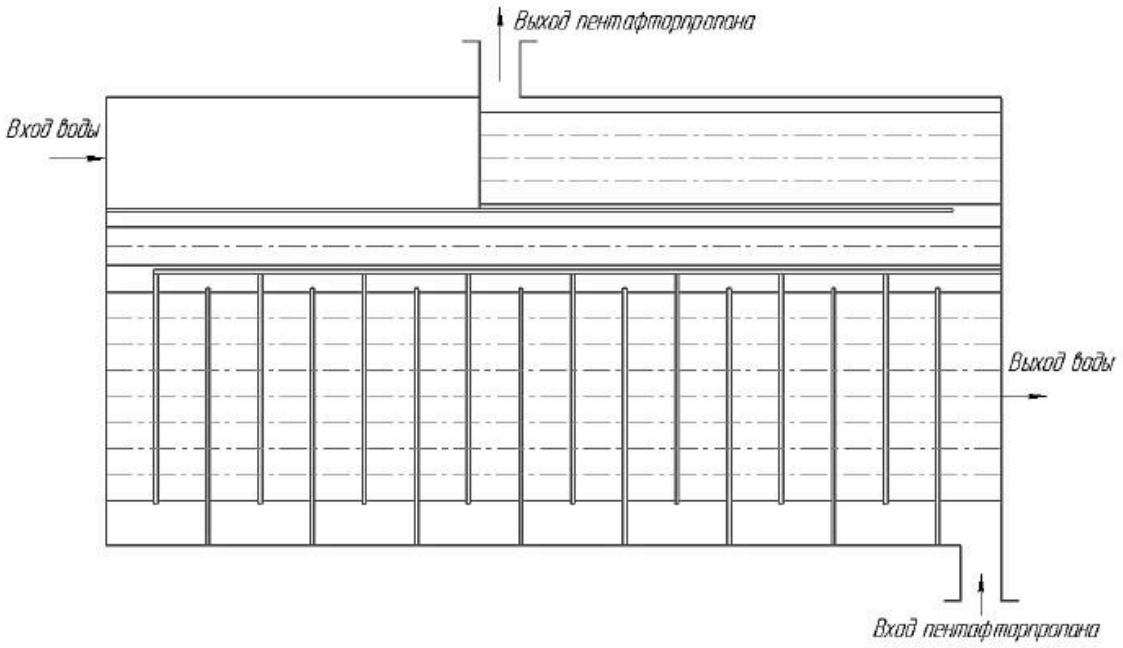


Рис. 2. Эскиз конструкции парогенератора

По полученным результатам стоит отметить, что секция пароперегревателя получилась меньше, чем секции экономайзера и испарителя. Это связано с тем, что в данной секции для увеличения длины трубок необходимо увеличивать скорость греющей воды в них на величину значительно больше допустимой, хотя это приводит к уменьшению числа трубок секции. Таким образом, была достигнута цель данной работы, заключавшаяся в разработке

и оптимизации конструкции парогенератора на пентафторпропане R245fa. На основе полученного эскизного проекта может быть произведена проработка его конструктивного исполнения.

Литература

[1] Серегина Ю.С., Щукина Т.В., Мохаммед Е.А. К вопросу выбора сточно-фреонового теплообменника для парокомпрессионного насоса. *Экология и промышленность России*, 2018, т. 22, № 8, с. 4–7.

[2] Антаненкова И.С., Сухих А.А., Ежов Е. В. Теплотехнические характеристики испарителя и конденсатора ТНУ на R22 с поверхностями, обработанными по технологии деформирующего резания. *Холодильная техника*, 2016, № 10, с. 30–37.

[3] Хуотари Ю., Хонкатукиа Ю. *Способ нагрева и/или испарения органической среды и теплообменный блок для извлечения теплоты от потока горячего газа*. Патент № 2403522 РФ, 2010.

[4] Ясашин В.А., Демиденко М.С. Анализ качественых характеристик кожухотрубчатого испарителя (ребойлера) в производственном цикле сжиженного природного газа. *Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса*, 2020, № 2 (116), с. 42–47.

[5] CoolProp. URL: http://www.coolprop.org (дата обращения 14.03.2024).

[6] Березин В.И., Аронсон К.Э., Блинов С.Н. *Теплообменники энергетических установок*. Екатеринбург, Изд-во Сократ, 2003, 968 с.

Development and optimization of the design of a steam generator for a pentafluoropropane steam turbine plant

Gankov Maksim Sergeevich gankovms@student.bmstu.ru
Ilyichev Vladimir Yurievich ilyichev.vyu@bmstu.ru

Kaluga branch of BMSTU, Kaluga, Russia

The main types of structures used as steam generators are considered. An optimization calculation of the steam generator of a turbine unit operating on an organic working medium — pentafluoropropane has been performed. The sequence of design stages is described, which led to the achievement of the minimum length of the tube sections. A preliminary design is presented, as well as the layout of the tube bundles of sections. The designed steam generator has a single body and minimal dimensions, which is a necessary requirement for container-type installations.

Keywords: steam generator, pentafluoropropane, design optimization, organic Rankine cycle