

Расчет органического цикла Ренкина Скоробогатая В.А.

Белорусский национальный технический университет

В настоящее время вопросы выработки электроэнергии становятся все более актуальными. Это обусловлено ростом стоимости источников энергии (нефть, газ, уголь) и как следствие, растут тарифы. В ходе повседневной деятельности промышленных предприятий с различными теплоносителями сбрасывается огромное количество тепла, возможность использования которого в рабочем цикле предприятия или объекта в данное время не реализована. Теплоносителями могут являться как сточные воды с температурой в несколько градусов, так и газы, образующиеся при коксовании угля с температурой, достигающей 400 °С.

Значительными объемами вторичных энергоресурсов (ВЭР) характеризуются топливоиспользующие агрегаты и печи в различных отраслях промышленности (металлургической и машиностроительной; химической и нефтегазовой; стекловаренной и цементной и др.).

Исходя из экологических и экономических соображений, рабочий контур установки должен иметь замкнутую схему, т. е. рабочее тело должно использоваться многократно. Поскольку хладагенты являются опасными химическими соединениями, то такая схема позволяет избежать отрицательного воздействия на окружающую среду путем прямого выброса отработавшего хладагента из системы, а также в несколько порядков снижает вероятность пагубного воздействия на человеческий организм[1].

Для реализации замкнутой схемы необходимо ввести в систему элемент, обеспечивающий циркуляции рабочего тела в системе. В качестве такого устройства возможно использовать насос для циркуляции рабочего тела в жидкой фазе, или компрессор – для циркуляции хладагента в состоянии перегретого пара. В отличие от насосной системы, компрессорная не требует перевода рабочего тела в жидкую фазу после турбины.

Установка состоит из двух контуров (рисунок 1).

В первом контуре в качестве рабочего тела выступает термомасло АМТ-300 [2]. Выбор был обоснован высокой критической температурой. Во втором контуре в качестве рабочего тела рассматривается хладагент R134a [3], по своим физико-химическим характеристикам наиболее подходящий для данной системы и широко использующийся в современной холодильной технике.

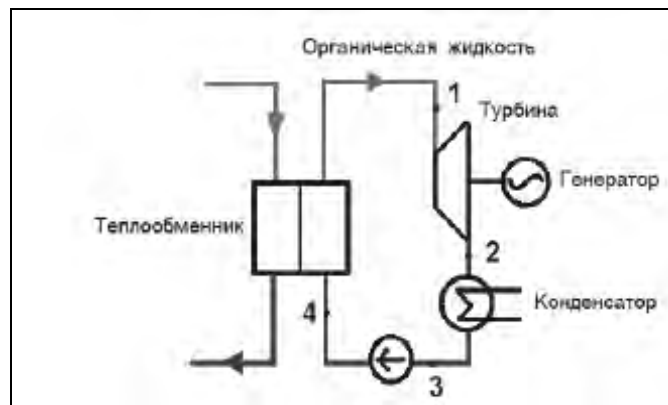


Рисунок 1 – Установка ОЦР

Рабочий цикл системы с хладагентом включает в себя четыре участка (рисунок 2). На первом участке 1–2 происходит подача рабочего тела насосом в испаритель, при этом увеличивается давление фреона в системе. Второй участок 2–3 показывает испарение и перегрев рабочего тела в испарителе при постоянном давлении, отбор тепла от источника. Третий участок 3–4 соответствует переводу тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию, при этом на валу турбины понижается температура и давление. На четвертом участке 4–1 происходит конденсация рабочего тела до параметров рабочего тела на входе в насос, необходимая для осуществления замкнутого цикла работы. Основными точками, влияющими на выдаваемую системой мощность, являются точки 3 и 4 (см. рис. 2).

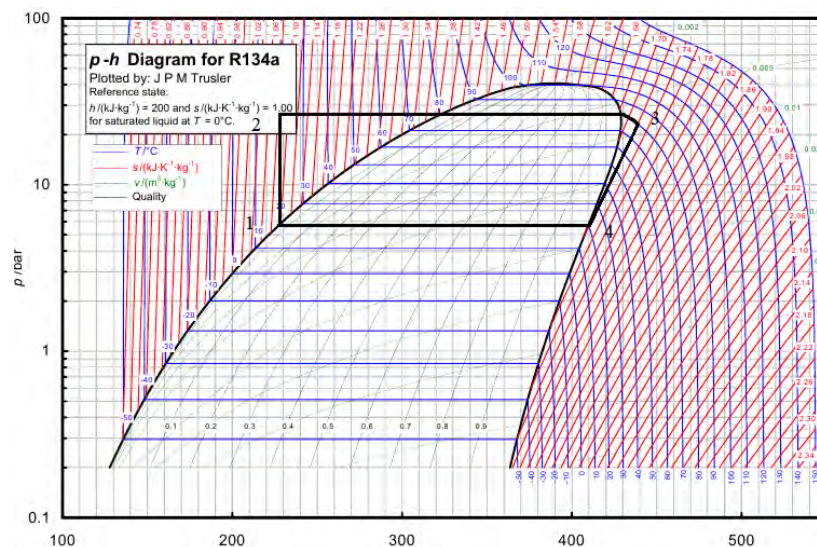


Рисунок 2 – Рабочий цикл системы с хладагентом R134a

Точка 4 – точка начала конденсации рабочего тела, зависящая от типа конденсатора и вещества, используемого для теплосъема. Точка 4 может находиться в области низких температур при использовании теплосъема другим хладагентом, но выгоднее использовать более доступные источники, такие как воздух из окружающей среды и, если позволяют условия, то воду [1]. Точка 3 – точка оптимального перегрева рабочего тела.

Она показывает оптимальный перегрев рабочего тела при заданном давлении испарения и выбирается в зависимости от точки 4. Максимальная температура в точке 3 ограничивается предельной температурой конкретного хладагента. Исходя из значений рабочего тела (точка 3) можно судить о наиболее подходящих источниках тепла. Для повышения эффективности работы системы можно осуществлять частичный перевод рабочего тела в жидкую фазу, тем самым, увеличивая область использованной энергии, переданной при нагреве рабочего тела. Современные паровые турбины могут работать при 20 % жидкости, но данные вопросы требуют дополнительной проработки, так как нет методики расчета с изменением процентного соотношения фаз по проточной части осевой турбины.

В результате расчета были определены параметры в ключевых точках цикла, а так же его термический КПД.

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 13,7\%$$

Помимо этого, теплота, отводимая в конденсаторе, используется для нагрева воды на нужды ГВС. При мощности теплового источника 4638,9 кВт (температура на входе в теплообменник 300°C и расход 30 кг/с) расход термомасла составит 41,2 кг/с (температура на входе в теплообменник 30°C), расход органической жидкости 22,5 кг/с (температура на входе в конденсатор 20°C), расход воды 75,4 кг/с (при графике 60/50). Дополнительно используется теплота в количестве 3159,3 кВт. Потери в теплообменниках приняты равными 10%. Отношение расхода масла к расходу отходящих газов 1,374.

Выводы:

1. Выбрана схема с промежуточным контуром. В качестве теплоносителя - термомасло АТМ-300. Отношение расходов термомасла к расходу уходящих газов 1,374;

2. В качестве органического тела выбран хладагент R134a, что обусловлено его свойствами: не токсичен, термически стабилен и не воспламеняется во всем диапазоне температур эксплуатации;

2. Термический КПД цикла составил 13,7%;

3. Целесообразно отводимую в конденсатор теплоту в количестве 3159,3 кВт использовать для подогрева воды.

Литература

1. Леонов В.П., Воронов В.А., Аписит К.А., Ципун А.В. Цикл Ренкина с низкпотенциальным источником теплоты. Инженерный журнал: наука и инновации, 2015, вып. 2.

2. Режим доступа: <http://promexport.ru/catalog/oils/teplonositelnye-masla/teplonositelnoe-maslo-amt-300>

3. Термодинамические диаграммы $i - \lg P$ для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.