

УДК 621.165
**ОСУЩЕСТВЛЕНИЕ БИНАРНОГО ЦИКЛА В СОСТАВЕ
ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ПТ-40/50-
8,8/1,3 ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ В 5°C**

Черенкевич И.Г., студент гр. 10604122, 4 курс
Научный руководитель: Качан С.А., к.т.н., доцент
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

Аннотация: исследуется режим функционирования бинарной энергетической установки, интегрированной с теплофикационной паровой турбиной модели ПТ-40/50-8,8/1,3. Анализ проводится с учетом предельно допустимой температуры охлаждающей воды, составляющей 5°C, что характерно для зимнего сезона эксплуатации.

Abstract: the operating mode of a binary power plant integrated with a PT-40/50-8.8/1.3 cogeneration steam turbine is investigated. The analysis is conducted taking into account the maximum permissible cooling water temperature of 5°C, which is typical for the winter operating season.

Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина, экономия, бинарный цикл, низкокипящее рабочее тело, тепловое загрязнение водоемов.

Keywords: heating steam turbine, economy, binary cycle, low-boiling working fluid, thermal pollution of water bodies.

Введение

На сегодняшний день когенерация (совместная выработка тепловой и электрической энергии) признана наиболее эффективным методом экономии топливных ресурсов на современных ТЭЦ. Ключевую роль в этом процессе играют теплофикационные паровые турбины с регулируемыми отборами. Их функционирование базируется на поэтапном использовании энергетического потенциала водяного пара: первоначально он расходуется на генерацию электричества, после чего пар со сниженными параметрами отводится для нужд теплоснабжения.

Основная часть

Конструктивные особенности многих турбин с отопительным отбором (тип Т) таковы, что в периоды максимальных теплофикационных нагрузок ступени, расположенные за отсеком отбора, практически исключаются из процесса выработки электроэнергии. Тем не менее, ротор продолжает вращаться в обеспаренном корпусе, что из-за трения лопаточного аппарата о газовую среду ведет к перегреву, так как необходимый теплоотвод отсутствует. Данное явление грозит снижением прочностных характеристик металла. Чтобы избежать термических перегрузок, через цилиндр низкого давления (ЦНД) принудительно пропускают вентиляционный поток пара, объем которого должен составлять не менее 5-10% от расчетного расхода для этого отсека [1].

Как следствие, теплофикационный режим работы сопровождается потерей мощности из-за трения и вентиляции в ЦНД, а также потерей тепла с циркуляционной водой в конденсаторе (из-за необходимости конденсации вентиляционного пара). Рассмотрим в качестве примера турбину ПТ-40/50-8,8/1,3 (номинальная мощность 40 МВт, начальные параметры: давление 8,8 МПа, температура 535°C). В ее конденсаторе при штатном теплофикационном графике поддерживается разрежение около 5,5 кПа, что эквивалентно температуре насыщения 34,58°C. При конденсации 1 кг такого пара выделяется порядка 2133 кДж/кг скрытой теплоты, которая безвозвратно сбрасывается в окружающую среду через систему охлаждающей воды [2]. Исходя из этого, зимой конденсаторные группы турбин ПТ-40/50-8,8/1,3 фактически становятся источниками низкопотенциальной тепловой энергии (34,58°C), тогда как холодным источником выступает окружающая среда с температурой природной воды около 5°C. Имеющийся температурный градиент целесообразно направить на повышение общего КПД турбоустановки за счет внедрения замкнутого бинарного цикла на низкокипящем рабочем теле. В связи с этим, предлагается надстройка турбины ПТ-40/50-8,8/1,3 бинарной энергоустановкой, функционирующей по органическому циклу Ренкина, где конденсатор паровой турбины выполняет роль нагревателя для второго контура (см. рис. 1). Оптимальным низкокипящим теплоносителем для данного решения выступает сжиженный пропан (C3H8). Алгоритм работы предлагаемой схемы (см. рис. 1) выглядит следующим образом: отработавший в турбине влажный пар (степень влажности 2-10% при давлении 5,5 кПа) конденсируется на наружной поверхности трубного пучка конденсатора. Образовавшийся водный конденсат откачивается насосами в систему регенерации. В трубное пространство конденсатора в качестве охладителя подается жидкий пропан C3H8, предварительно сжатый насосом до 1,02 МПа.

Процесс конденсации 6 кг/с водяного пара генерирует примерно 12,8 МВт скрытой теплоты парообразования. Данной энергии достаточно для испарения и нагрева 35 кг/с пропана до состояния перегретого газа с температурой 28°C. Этот газообразный C3H8 направляется в турбодетандер, где в ходе расширения происходит падение его давления и температуры. При этом механическая работа на валу детандера трансформируется в электричество посредством сопряженного электрогенератора.

Покинув турбодетандер, пары пропана, остывшие до 15°C, направляются в теплообменник-конденсатор бинарного контура. Охлаждение этого аппарата осуществляется технической водой из окружающей среды (с температурой 5°C в зимние месяцы). Отвод тепла приводит к интенсивному сжижению газа. Полученная жидкость с температурой 13°C вновь захватывается насосом, замыкая термодинамический цикл [4, 5].

Согласно расчетным данным, классическая система охлаждения требует 45-60 кг циркуляционной воды для превращения в жидкость 1 кг пара.

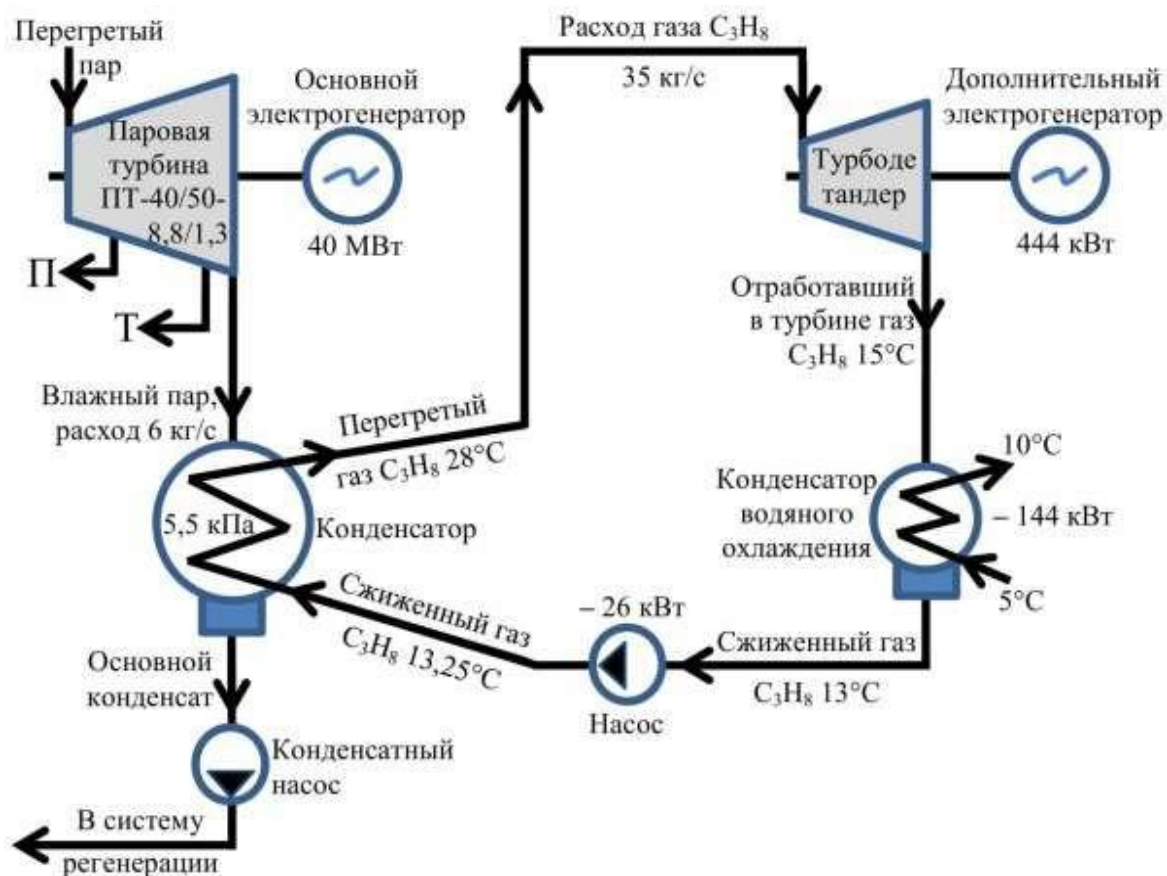


Рис. 1. Принципиальная схема бинарной энергоустановки в составе теплофикационной паровой турбины типа ПТ-40/50-8,8/1,3 при номинальных режимах отбора пара на производство и теплофикацию в зимний период времени: П – производственный отбор пара; Т – теплофикационный отбор пара.

На привод циркуляционных насосов при этом затрачивается около 12 кВт электроэнергии в расчете на 1 кг/с пара. Таким образом, при вентиляционном пропуске в 6 кг/с, энергозатраты на собственные нужды системы охлаждения достигнут приблизительно 72 кВт.

Заключение

Использование бинарной энергоустановки в комбинации с теплофикационной турбиной ПТ-40/50-8,8/1,3 в зимних условиях является технически обоснованным методом повышения общей энергоэффективности объекта. Ключевым параметром здесь является допустимый температурный перепад, равный 29,58°C, который позволяет реализовать дополнительный цикл преобразования энергии. Основной достигаемый эффект заключается в прямой экономии электроэнергии, расходуемой на собственные нужды станции (хозяйственные и технологические потребности). Это происходит благодаря использованию ранее не вовлеченных в энергогенерирующий цикл тепловых ресурсов. Кроме того, система обеспечивает дополнительную генерацию электрической мощности в объеме 274 кВт. Данная мощность производится без потребления дополнительного топлива и, соответственно, без увеличения

объемов эмиссии вредных веществ (оксидов азота, серы, углерода и твердых частиц). Это соответствует принципам комбинированной выработки тепла и электроэнергии (когенерации). Важным экологическим следствием является значительное снижение тепловой нагрузки на водные объекты, используемые для охлаждения. Отвод тепла в бинарном цикле уменьшает температурный перепад между поступающей и возвращаемой водой. Это позволяет соблюдать нормативы, установленные «Правилами охраны поверхностных вод», которые ограничивают повышение температуры водоемов более чем на 5°C в зимний период и на 3°C в летний. Таким образом, внедрение системы решает одновременно задачи энергетической экономики и экологической безопасности.

Список литературы:

1. Ривкин, С. Л. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.
2. Трухний, А. Д. Стационарные паровые турбины / А. Д. Трухний. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский дом МЭИ, 2010. – 640 с.
3. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
4. Дорохов, А. Ф. Энерготехнологическое использование низкопотенциальной теплоты / А. Ф. Дорохов, В. А. Михеев. – Киев : Наукова думка, 1990. – 208 с.