



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2014149288/06, 08.12.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
08.12.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 08.12.2014

(45) Опубликовано: 27.11.2015 Бюл. № 33

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **БАЙБАКОВ С.А. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В СХЕМАХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ТУРБИН** // журнал Энергетик, 10, 2013, стр. 17-21. RU 2504666 C1, 20.01.2014. RU 94017679 A1, 20.01.1996. US 20120312020 A1, 13.12.2012. US 20120067047 A1, 22.03.2012. RU 2364794 C1, 20.08.2009.

Адрес для переписки:

115612, Москва, ул. Братеевская, 21, корп. 3, кв. 211, Косому Александру Семеновичу

(72) Автор(ы):

**Даценко Василий Владимирович (RU),
Зейгарник Юрий Альбертович (RU),
Косой Александр Семенович (RU),
Синкевич Михаил Всеволодович (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

**Даценко Василий Владимирович (RU),
Зейгарник Юрий Альбертович (RU),
Косой Александр Семенович (RU),
Синкевич Михаил Всеволодович (RU)**

(54) СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С ПАРОКОМПРЕССИОННЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

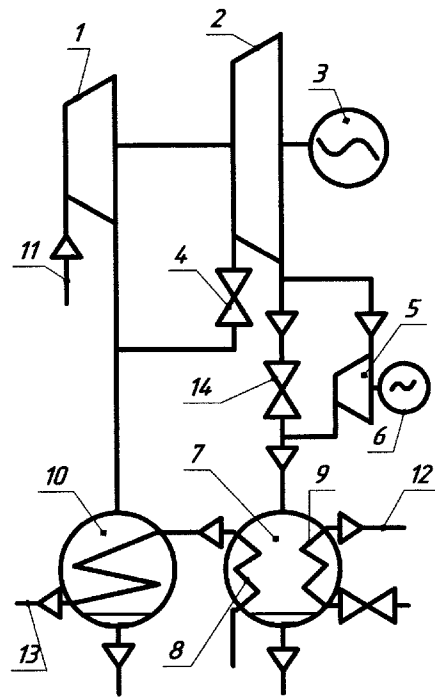
(57) Реферат:

Изобретение относится к энергетике. Способ регулирования работы теплофикационной паротурбинной установки с пароконденсационным тепловым насосом на теплофикационном режиме, при заданной температуре подогрева сетевой воды, включает переключение доступа основного пара к подогревателю сетевой воды при помощи закрытия диафрагмы перед частью низкого давления паровой турбины, с сохранением части расхода пара на вентиляционный пропуск через часть низкого давления, по номограмме совместной работы части низкого давления и теплонасосной установки определяются удельные

мощности части низкого давления при давлении пара в конденсаторе с выключенным компрессором теплонасосной установки и включенным компрессором теплонасосной установки, а также удельная мощность теплонасосной установки, включенной для поддержания заданного подогрева сетевой воды, а также согласно полученным значениям мощностей осуществляется управление теплонасосной установкой. Изобретение позволяет повысить экономичность тепловой электрической станции. 9 ил.

RU 2 569 781 C1

RU 2 569 781 C1



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21)(22) Application: **2014149288/06, 08.12.2014**
 (24) Effective date for property rights:
08.12.2014
 Priority:
 (22) Date of filing: **08.12.2014**
 (45) Date of publication: **27.11.2015** Bull. № 33
 Mail address:
115612, Moskva, ul. Brateevskaja, 21, korp. 3, kv. 211, Kosomu Aleksandru Semenovichu

(72) Inventor(s):
**Datsenko Vasilij Vladimirovich (RU),
 Zejgarnik Jurij Al'bertovich (RU),
 Kosoj Aleksandr Semenovich (RU),
 Sinkevich Mikhail Vsevolodovich (RU)**
 (73) Proprietor(s):
**Datsenko Vasilij Vladimirovich (RU),
 Zejgarnik Jurij Al'bertovich (RU),
 Kosoj Aleksandr Semenovich (RU),
 Sinkevich Mikhail Vsevolodovich (RU)**

(54) METHOD OF WORK REGULATION OF HEAT GENERATING STEAM-TURBINE PLANT WITH STEAM-COMPRESSION HEAT PUMP

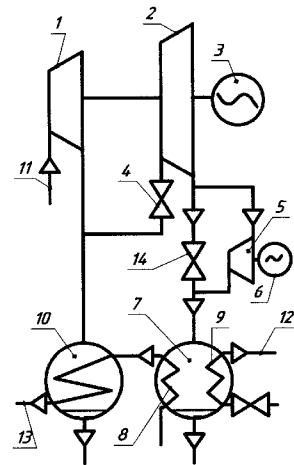
(57) Abstract:

FIELD: power industry.

SUBSTANCE: method of work regulation of heat generating steam-turbine plant with steam-compression heat pump at heat generating mode, at set heating temperature of system water includes switching of access of main steam to the system water heater by closing of the diaphragm before low pressure section of the steam turbine, keeping part of steam flow through ventilation pass through LP section, as per nomograph of joint operation of LP section and heat pump unit the specific power of LP section is determined at steam pressure in the condenser with shutdown compressor of the heat pump unit and switched on compressor of the heat pump unit, as well as specific power of the heat pump unit switched on to maintain set heating of the system water, and according to the obtained power values the heat pump unit is controlled.

EFFECT: improved efficiency of thermal power

plant.
9 dwg



Фиг. 1

RU 2 569 781 C1

RU 2 569 781 C1

Изобретение относится к области теплоэнергетики и может найти применение в тепловых электрических станциях.

Известно предложение по энергетической установке, содержащее парогазовую турбину с конденсатором, отбираемой теплотой из которого, с помощью
5 присоединенного к конденсатору парокompрессионного теплового насоса, генерируется пар для парогазовой турбины [1].

Недостатком известного предложения является противоречие его второму закону термодинамики - отсутствие «холодного» источника в цикле.

Известен также способ регулирования работы теплофикационной установки с
10 тепловым насосом, включающий подключение теплового насоса к конденсатору паротурбинной установки в режиме теплофикации с передачей тепла от теплового насоса сетевой воде в последовательной схеме подключения с теплофикационным отбором [2]. Из приведенного расчетного анализа способа регулирования совместной
15 работы теплового насоса и паротурбинной установки с теплофикационным отбором, следует, что «...применение теплового насоса в схемах теплофикационных установок с использованием тепла из конденсатора... с энергетической точки зрения не является эффективным решением...», хотя такой способ «...при определенном уровне отпуска
20 тепла за счет теплонасосной установки (ТНУ) позволит повысить эффективность выработки тепловой и электрической энергии на станции за счет увеличения доли выработки электроэнергии на внешнем тепловом потреблении и соответствующего
увеличения коэффициента полезного использования подводимого тепла...».

Недостатком выполненного расчетного анализа для представленного способа регулирования совместной работы паротурбинной установки и ТНУ является отсутствие
25 в нем учета изменений характеристик работы части низкого давления (ЧНД) паровой турбины после теплофикационного отбора, при минимальном пропуске пара в конденсатор, так называемом вентиляционном пропуске. Не указываются условия или интервалы граничных параметров режимов совместной работы паротурбинной
установки и ТНУ.

Задачей данного изобретения является определение границ регулирования совместной
30 работы ЧНД и ТНУ, обеспечивающих повышение эффективности энергетической паротурбинной установки при ее работе на теплофикационном режиме.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в известном способе регулирования работы теплофикационной паротурбинной установки с
35 парокompрессионной ТНУ на теплофикационном режиме, при заданной температуре подогрева сетевой воды (горячего источника), включающем переключение доступа основного пара к подогревателю сетевой воды при помощи закрытия диафрагмы перед ЧНД, с сохранением части расхода пара на вентиляционный пропуск через ЧНД, что согласно изобретению, по номограмме совместной работы ЧНД и ТНУ определяются
40 удельные мощности ЧНД при давлении пара в конденсаторе с выключенным компрессором ТНУ $N_{уд\ ЧНД\ «А»}$ и включенным компрессором ТНУ - $N_{уд\ ЧНД\ «В»}$, а также удельная мощность ТНУ $N_{уд\ ТНУ\ «С»}$, включенной для поддержания заданного подогрева сетевой воды, и в случае выполнения условия $(N_{уд\ ЧНД\ «В»} - N_{уд\ ЧНД\ «А»}) > N_{уд\ ТНУ\ «С»}$ производится включение ТНУ. При этом, компрессор ТНУ присоединен своим
45 входом к конденсатору ЧНД и выходом к подогревателю сетевой воды.

Изобретение поясняется следующими графическими изображениями:

Фиг. 1 - Принципиальная схема парокompрессионной ТНУ, осуществляющей прямой отсос пара с выхода паровой турбины.

Фиг. 2 - Характеристика ЧНД, где \bar{G} - безразмерный расход; η - КПД; π_T - степень расширения.

Фиг. 3 - IS диаграмма процессов ЧНД.

5 Фиг. 4 - Зависимость коэффициента преобразования ТНУ от температурного подъема, где 1 - идеальная (по идеальному циклу Карно) ТНУ; 2 - реальная ТНУ на базе авиационного компрессора АЛ-21.

Фиг. 5 - Зависимость удельной мощности ТНУ от температурного подъема, где 1 - идеальная ТНУ; 2 - ТНУ базе авиационного компрессора АЛ-21.

10 Фиг. 6 - Зависимость равновесной температуры фазового перехода водяного пара от давления.

Фиг. 7 - Зависимость удельной мощности ТНУ от давления пара и требуемой температуры полезного тепла, где требуемая температура, °С: 1 - 60; 2 - 45; 3 - 30.

15 Фиг. 8 - Зависимость удельной мощности турбины от давления пара за турбиной при различных расходах пара, где массовый расход, % номинального: 4 - 20; 5 - 10; 6 - 5.

20 Фиг. 9 - Номограмма совместной работы ЧНД и ТНУ, где для зависимости удельной мощности ТНУ от давления пара и требуемой температуры полезного тепла, требуемая температура, °С: 1 - 60; 2 - 45; 3 - 30; для зависимости удельной мощности турбины от давления пара за турбиной при различных расходах пара, массовый расход, % номинального; 4 - 20; 5 - 10; 6 - 5.

Для реализации заявленного способа регулирования необходимо построить номограмму совместной работы ЧНД и ТНУ, при минимальном пропуске пара в конденсатор - вентиляционном пропуске.

25 Работа ЧНД теплофикационных паровых турбин в отопительный сезон сопровождается ухудшением теплотехнических характеристик, связанных с отбором большого количества пара перед ЧНД и необходимостью поддержания минимального расхода пара через ЧНД в качестве вентиляционного пропуска, сбрасываемого в конденсатор. Это приводит к потере тепла, сброшенного с паром в конденсатор, затратам механической энергии на вращение ступеней ЧНД в вентиляционном режиме, 30 вентиляционному разогреву ее проточной части, повышенным напряжениям в лопаточных аппаратах, вызванным срывными явлениями и нестационарностью потока.

Повысить эффективность теплофикационных паровых турбин при работе в режиме вентиляционного пропуска пара через ЧНД можно за счет применения ТНУ.

35 Наибольшего эффекта можно достичь при объединении рабочих тела паровой турбины и ТНУ, присоединив к выхлопу ЧНД вход компрессора пароконденсационной ТНУ, работающей на водяном паре (фиг. 1). Такое решение сокращает количество теплообменных аппаратов, повышает эффективность ТНУ (отсутствуют эксергетические потери, связанные с температурными напорами на теплообменниках).

40 Теплофикационная паротурбинная установка содержит теплофикационную паровую турбину 1 (фиг. 1) с ЧНД 2, турбогенератор 3, регулируемую диафрагму 4, ТНУ с компрессором 5, приводом 6, конденсатором 7. Имеются также теплообменники сетевой воды -встроенный пучок 8, циркуляционной воды 9 и подогреватель сетевой воды 10. Показаны потоки свежего пара 11, циркуляционной 12 и сетевой 13 воды. Имеется паровая задвижка 14. В конденсационном режиме основная часть пара работает во 45 всей паровой турбине (включая ЧНД 2), а отработавший в турбине пар направляется в конденсатор 7, где конденсируется на теплообменнике 9, охлаждаемый циркуляционной водой 12. В теплофикационном режиме регулирующая диафрагма 4 закрывается, и большая часть пара направляется в подогреватель сетевой воды 10. Минимальный

вентиляционный пропуск пара дросселируется в неплотностях диафрагмы 4, проходит ЧНД 2 и направляется в конденсатор 7, если ТНУ выключена. Если ТНУ включена: задвижка 14 закрыта, привод 6 включен, компрессор 5 повышает давление пара после ЧНД 2 и направляет его в конденсатор 7. Рассматривается вариант работы конденсатора 7 с встроенным пучком 8. В теплофикационном режиме, с работающим ТНУ, поступающий в конденсатор 7 пар конденсируется на теплообменнике 8, охлаждаемый сетевой водой 13. Прямой отсос пара с выхода паровой турбины подразумевает объединение рабочего тела термодинамического цикла паровой турбины с рабочим телом ТНУ. Такое решение позволяет исключить свойственный для пароконденсационных ТНУ испаритель (пар поступает готовым из сопряженного цикла). Снижены также затраты по конденсатору ТНУ, ввиду использования в ней конденсатора паротурбинной установки сопряженного цикла. В этой схеме предполагается, что и при работе с включенным, и при работе с выключенным ТНУ в тепловую сеть выдается одинаковое количество тепла. Разница заключается в выработке электроэнергии.

Проанализируем совместную работу теплофикационной турбины с ТНУ на водяном паре, осуществляющей прямой отсос пара с выхода паровой турбины. На первый взгляд работа ТНУ совместно с теплофикационной турбиной - бессмысленная. Так оно и было бы, если бы КПД процессов расширения пара в ЧНД в конденсационном и в теплофикационном режиме были бы одинаковыми. В действительности, КПД существенно зависит от режима работы турбомашин. Характеристики турбины, описывающие режимы работы, обычно представляются зависимостями КПД и безразмерного расхода $\bar{G} = G\sqrt{RT}/(Fp)$ (где G - массовый расход; R - газовая постоянная; T и p - температура и давление на входе в турбину; F - характерная площадь) от степени расширения π_T и безразмерной окружной скорости M_u ($M_u = u/\sqrt{RT}$, где u - окружная скорость). Так как на всех рабочих режимах ЧНД частота вращения постоянная (например, 3000 об/мин) и температура на входе изменяется незначительно, можно допустить постоянство безразмерной окружной скорости. Следовательно, характеристика ЧНД может быть представлена в виде зависимостей только от степени расширения, как показано на фигуре 2.

Такое представление характеристики турбины свидетельствует о том, что при соблюдении определенных условий (частота вращения постоянная, температура на входе постоянная, автомодельность по критерию Рейнольдса, постоянство геометрических размеров проточной части) режим ее работы однозначно определяется степенью расширения. Все режимы работы турбины при равной степени расширения подобны.

Как правило, ЧНД проектируется на оптимальную работу в конденсационном режиме (на фиг. 2 точка «К»). На этом режиме обеспечивается максимальный КПД. Теплофикационные режимы (на фиг. 2 точка «Т») имеют очень маленькую степень расширения, и, как следствие, КПД ЧНД в теплофикационных режимах очень низкий. Часто в теплофикационном режиме КПД находится в отрицательной области (вентиляционный режим - ЧНД не совершает, а потребляет работу).

На фигуре 3 приведена IS диаграмма, где показаны процессы различных режимов работы ЧНД.

В конденсационном режиме диафрагма полностью открыта, давление пара за и перед диафрагмой одинаковое (точка 1), пар из точки 1 расширяется до точки 2 (давление в конденсаторе), совершая работу с максимальным для турбины КПД. В теплофикационном режиме диафрагма закрыта, пар дросселируется через неплотности

в диафрагме из точки 1 в точку 3 при постоянной энтальпии. Давление в точке 3 определяется количеством пара, пропускаемого через ЧНД, и может быть определено из безразмерного расхода с использованием характеристики ЧНД (фиг. 2). В очень широком диапазоне режимов безразмерный расход имеет постоянную величину. Для

5 этих режимов давление в точке 3 пропорционально массовому расходу.
 Когда значения степени расширения очень малы, безразмерный расход становится переменной величиной. В этом случае для определения давления на входе в ступени ЧНД требуется решить систему уравнений. Давление за ступенями ЧНД определяется внешними факторами (или конденсатором, или ТНУ). Если бы можно было снизить

10 давление за ЧНД пропорционально массовому расходу (точка 4), то степень расширения осталась бы такой же, как в конденсационном режиме. Следовательно, режим был бы подобен конденсационному и КПД процесса расширения был бы максимальным. Линия 3-4 - это геометрическое место точек окончания процесса расширения с постоянным, максимальным КПД. Если давление за ЧНД определяется конденсатором и такое же,

15 как в конденсационном режиме, то при максимальном КПД процесс расширения закончился бы в точке 5 (фиг. 3, а). В этом случае применение ТНУ нецелесообразно. Даже если увеличить степень расширения до точки 6 и использовать идеальный компрессор, то, вернувшись к давлению в конденсаторе (точка 7), мы окажемся правее точки 5. Если КПД ЧНД не постоянный, а зависит от режима работы, как показано

20 на фигуре 2, то геометрическое место точек окончания процесса расширения из точки 3 будет находиться на линии 4-8 (фиг. 3, б). В этом случае, расширяясь до давления в конденсаторе, процесс завершится в точке 9. Осуществив прямой отсос пара с выхода паровой турбины, мы увеличим степень расширения и соответственно КПД процесса (точка 10). Несмотря на неизбежные потери в процессе сжатия, на линии давления в

25 конденсаторе (точка 11) окажемся существенно левее и ниже точки 9. Разница энтальпий в точках 9 и 11 - это тот выигрыш в работе, который будет получен за счет применения ТНУ.

Давление за диафрагмой 10 кПа (точка 3) и давление в конденсаторе (изобара 5 кПа) - это один из множества возможных теплофикационных режимов работы ЧНД. Есть

30 режимы работы, на которых применение ТНУ малоэффективно. Есть режимы, когда использование ТНУ очень эффективно. В большой степени эффективность совместной работы ЧНД с ТНУ зависит от их характеристик.

Основным показателем, характеризующим ТНУ, является коэффициент преобразования $K_{\text{ТНУ}}$ - отношение тепловой мощности, передаваемой потребителю

35 тепла, к мощности привода ТНУ. Коэффициент преобразования зависит от величины температурного подъема и эффективности самой ТНУ. Температурный подъем характеризует теоретически достижимый коэффициент преобразования ТНУ $K_{\text{ТНУ}}^t$, который определяется формулой: $K_{\text{ТНУ}}^t = T_{\text{г}} / (T_{\text{г}} - T_{\text{х}})$, где: $T_{\text{г}}$ и $T_{\text{х}}$ - температуры

40 горячего и холодного источников соответственно. Принимая во внимание, что в рассматриваемых случаях температура горячего источника меняется в очень узком диапазоне, для наглядности удобно использовать просто разницу между горячим и холодным источником (температурный подъем). Зависимость коэффициента преобразования от температурного подъема - основная характеристика, показывающая

45 эффективность ТНУ. На фигуре 4 приведена такая зависимость для парокompрессионной ТНУ на базе авиационного компрессора АЛ-21, полученная экспериментально.

Для использования характеристики, приведенной на фигуре 4, в анализе совместной работы ТНУ и ЧНД ее можно преобразовать к несколько другому виду. Для этого

воспользуемся удельной мощностью ТНУ на водяном паре $N_{уд\ ТНУ}$ - отношением мощности на привод ТНУ к расходу пара в цикле ТНУ. Тепловая мощность ТНУ пропорциональна расходу рабочего тела в цикле, поэтому эта удельная мощность ТНУ будет связана с коэффициентом преобразования как $N_{уд\ ТНУ} = \gamma_{и} / (K_{ТНУ} - 1)$, где $\gamma_{и}$ -

5 теплота парообразования. Учитывая, что большая часть полезного тепла передается горячему источнику в виде скрытой теплоты парообразования, получим приближенно $N_{уд\ ТНУ} = \gamma_{и} / K_{ТНУ}$. Тогда зависимость коэффициента преобразования (фиг. 4) можно перестроить в зависимость удельной мощности от температурного подъема (фиг. 5).

10 При совместной работе ТНУ с теплофикационной турбиной холодным источником является конденсирующийся пар, а температура фазового перехода определяется давлением пара. Такая зависимость для возможных давлений пара в конденсаторе турбины представлена на фигуре 6.

15 Используя данные равновесной температуры фазового перехода и давления фигуре 6, удельную мощность ТНУ можно представить в зависимости от давления пара и требуемой температуры полезного тепла - фигура 7.

Приведенная на фигуре 7 зависимость является характеристикой ТНУ в виде, удобном для анализа совместной работы ЧНД с ТНУ. Характеристику ЧНД из обычного вида (фиг. 2) простыми известными преобразованиями можно тоже привести к удобному

20 виду (фиг. 8).

Предлагаемый вид представления характеристик ТНУ и ЧНД удобен тем, что у них едины оси абсцисс и ординат. Предполагается, что расход пара, расширяющегося в ЧНД, равен расходу пара сжимаемого в компрессоре ТНУ, а давление за турбиной равно давлению на входе в компрессор ТНУ. Поэтому характеристику ТНУ,

25 представленную в виде, как показано на фигуре 7, и характеристику турбины (фиг. 8) легко совместить и получить номограмму совместной работы ЧНД и ТНУ (фиг. 9). Эта номограмма делает наглядным анализ эффективности совместной работы ЧНД с ТНУ и позволяет легко выбирать наиболее эффективные режимы.

30 Так, например, минимальный пропуск пара составляет 20% и требуется подогреть сетевую воду до 60°C. По известному варианту, использование встроенного пучка в конденсаторе установится давление не менее 20 кПа, и, соответственно, удельная мощность ЧНД составит минус 290 кВт/(кг/с) (точка А на совмещенной характеристике, фиг. 9). По варианту с подключением ТНУ давление за турбиной можно уменьшить до 8 кПа (точка В). При таком давлении ЧНД перейдет из вентиляционного в турбинный

35 режим. Удельная мощность турбины будет хоть и небольшая, но положительная 5 кВт/(кг/с). Компрессор ТНУ будет повышать давление от 8 кПа до 20 кПа. Для этого потребная удельная мощность ТНУ будет 165 кВт/(кг/с) (точка С). Таким образом, вместо вентиляционных потерь 290 кВт/(кг/с), суммарные потери составят 160 кВт/(кг/с) (потеряем на привод ТНУ 165 кВт/(кг/с), но приобретем 5 кВт/(кг/с) полезной

40 мощности ЧНД). При сравнении этих вариантов очевиден положительный эффект 130 кВт/(кг/с). В приведенном примере давление за турбиной можно было бы и дальше уменьшать, но положительный эффект изменялся бы незначительно.

Из приведенной номограммы видно, что положительный эффект от применения ТНУ обеспечивается в достаточно широком диапазоне теплофикационных режимов.

45 Для массовых расходов менее 20% и давлений больше 5 кПа линии постоянного расхода и температурного потенциала при уменьшении давления сближаются. Следовательно, в этой области применение ТНУ даст положительный эффект.

Эти условия для включения ТНУ можно представить следующей зависимостью:

$(N_{\text{уд чнд «В»}} - N_{\text{уд чнд «А»}}) > N_{\text{уд тну «С»}}$.

Таким образом, термодинамический анализ показывает наличие достаточно большого числа режимов работы теплофикационных турбин, эффективность которых можно повысить с помощью ТНУ. Парокомпрессионные ТНУ на водяном паре наиболее
5 подходят для этой цели. Предложен вид номограммы, позволяющей анализировать режимы совместной работы ЧНД с ТНУ и выбирать наиболее эффективный способ регулирования совместной работой ЧНД и ТНУ.

Источники информации

1. Патент РФ №2504666, кл. F01K 21/04, опубл. 20.01.2014 - аналог.

10 2. Байбаков С.А. Оценка эффективности применения компрессорных тепловых насосов в схемах теплофикационных установок турбин // журнал Энергетик, 10, 2013, стр. 20-21 - прототип.

Формула изобретения

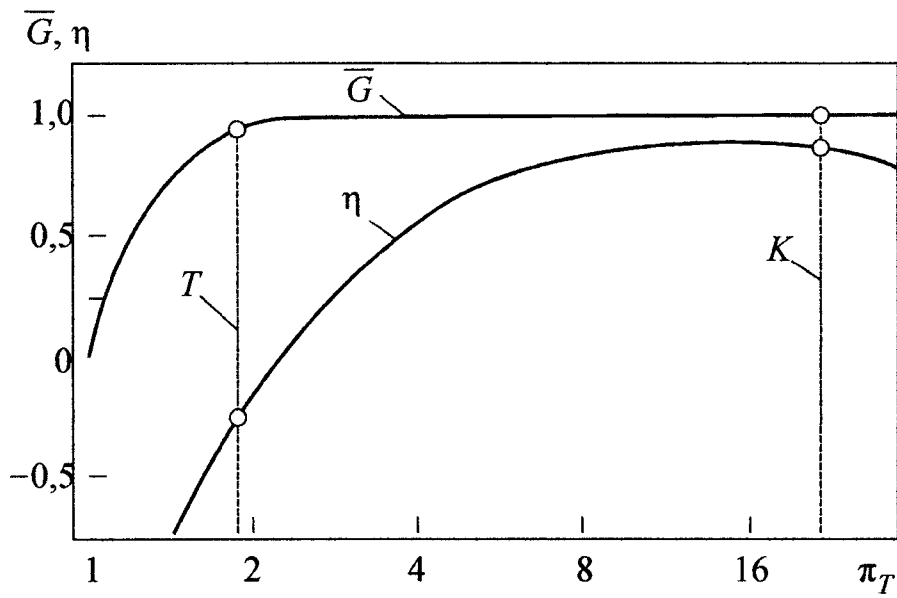
15 Способ регулирования работы теплофикационной паротурбинной установки с парокомпрессионным тепловым насосом, при переходе на теплофикационный режим с заданной температурой подогрева сетевой воды, включающий переключение
20 основного пара с части низкого давления на подогреватель сетевой воды, путем закрытия диафрагмы с определенным расходом вентиляционного пропуска пара в часть низкого давления, отличающийся тем, что с помощью номограммы совместной
25 работы части низкого давления и теплонасосной установки определяются удельные мощности части низкого давления при давлении пара в конденсаторе с выключенным компрессором теплового насоса - $N_{\text{уд чнд «А»}}$ и с включенным компрессором теплового насоса $N_{\text{уд чнд «В»}}$, при заданном подогреве, и в случае выполнения условия $(N_{\text{уд чнд «В»}} - N_{\text{уд чнд «А»}}) > N_{\text{уд тну «С»}}$, где $N_{\text{уд тну «С»}}$ - удельная мощность теплового насоса при заданном подогреве, производится пуск компрессора теплового насоса, подключенного своим входом к выхлопу части низкого давления и выходом к теплообменнику сетевой воды.

30

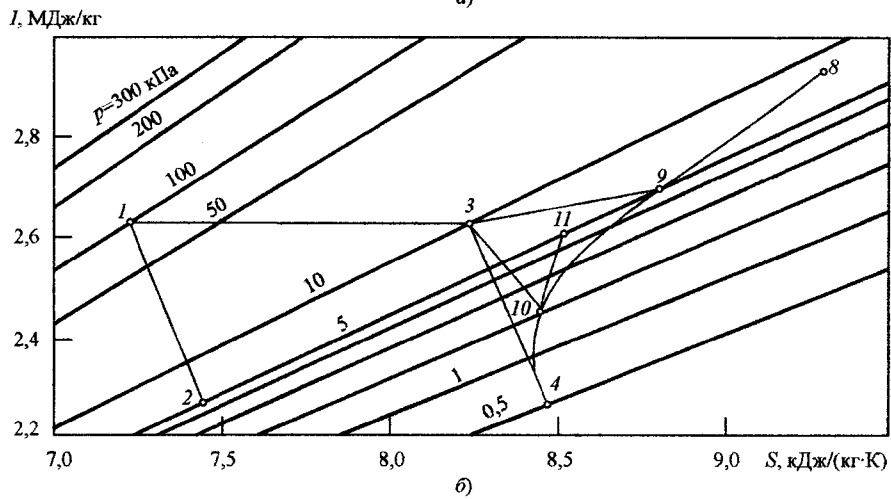
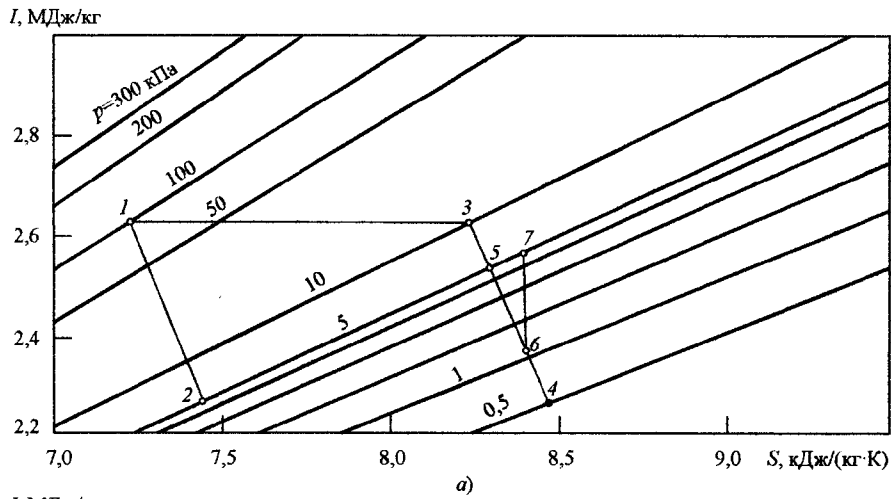
35

40

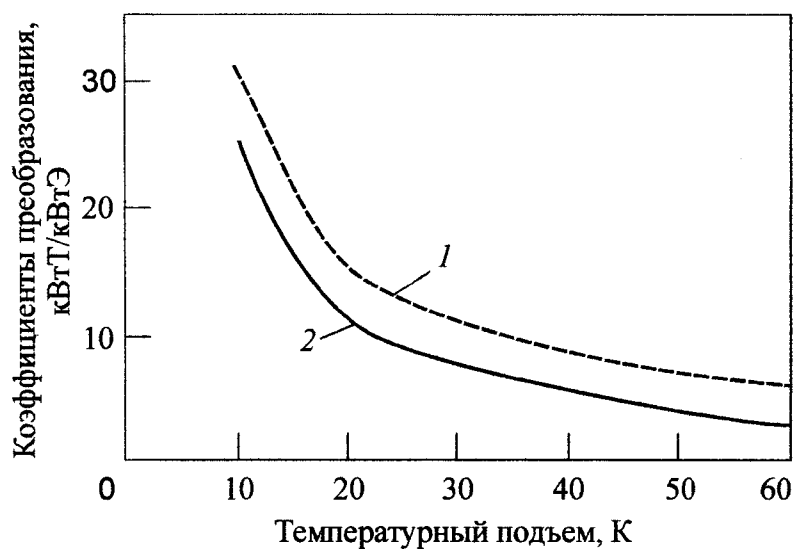
45



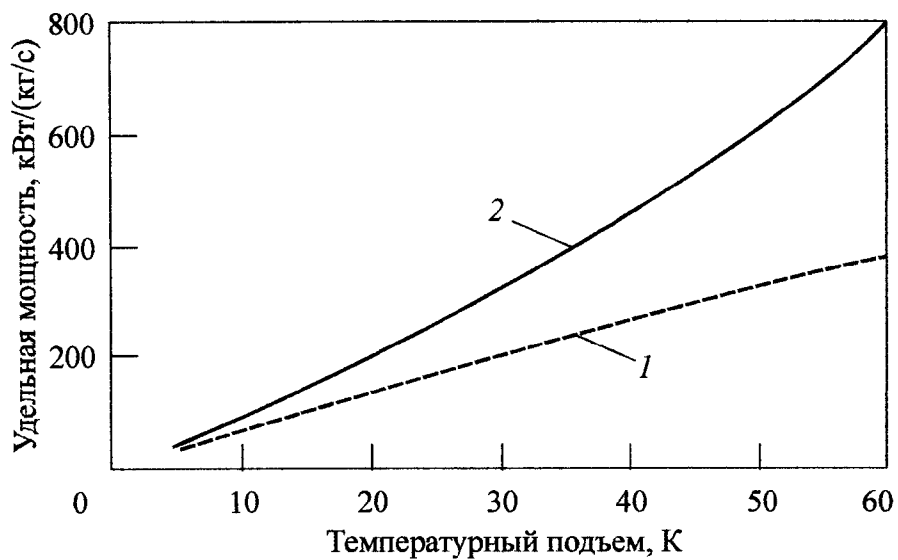
Фиг. 2



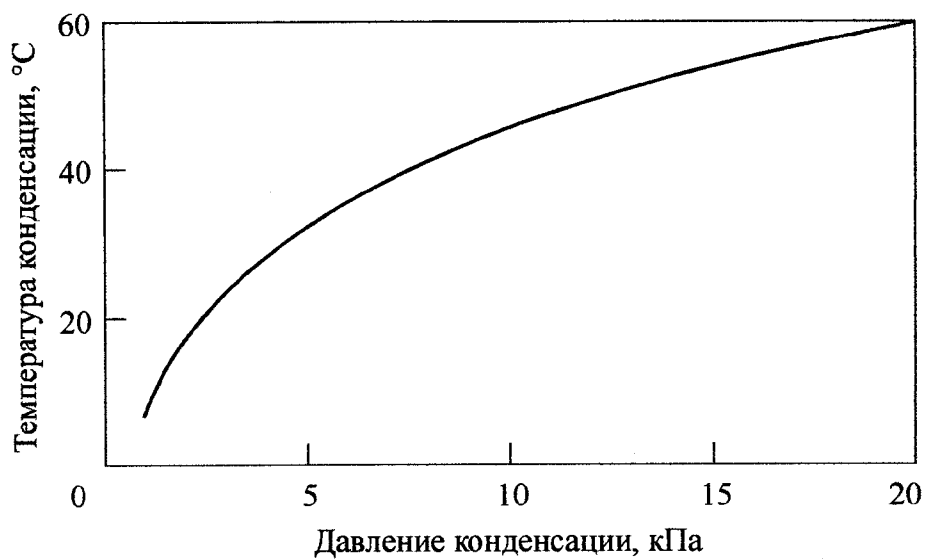
Фиг. 3



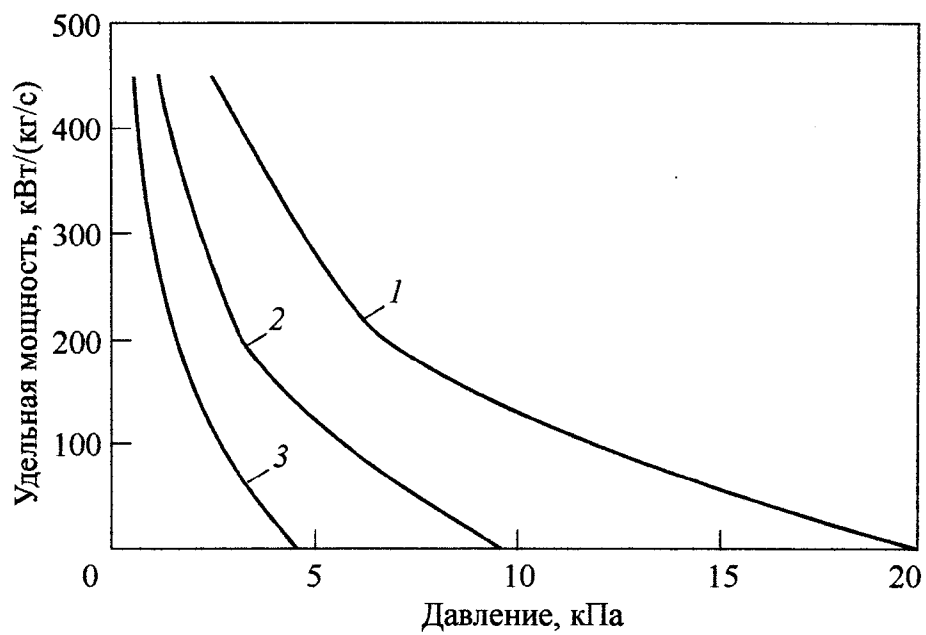
Фиг. 4



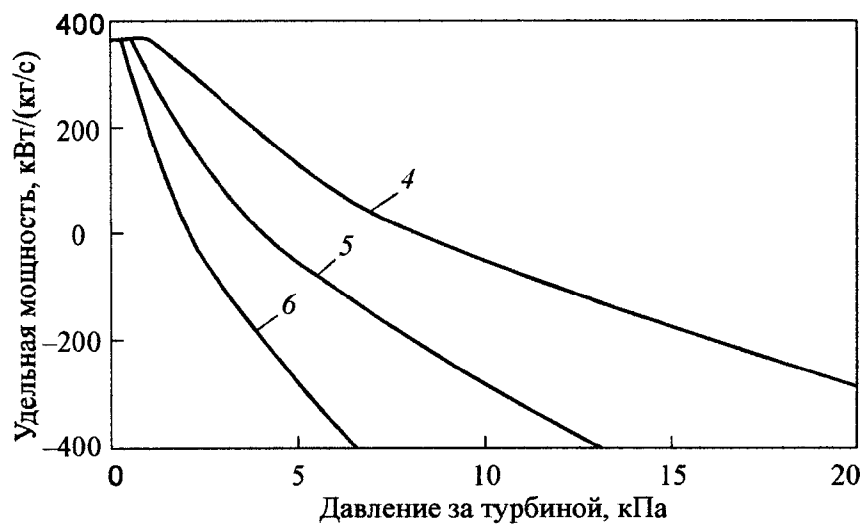
Фиг. 5



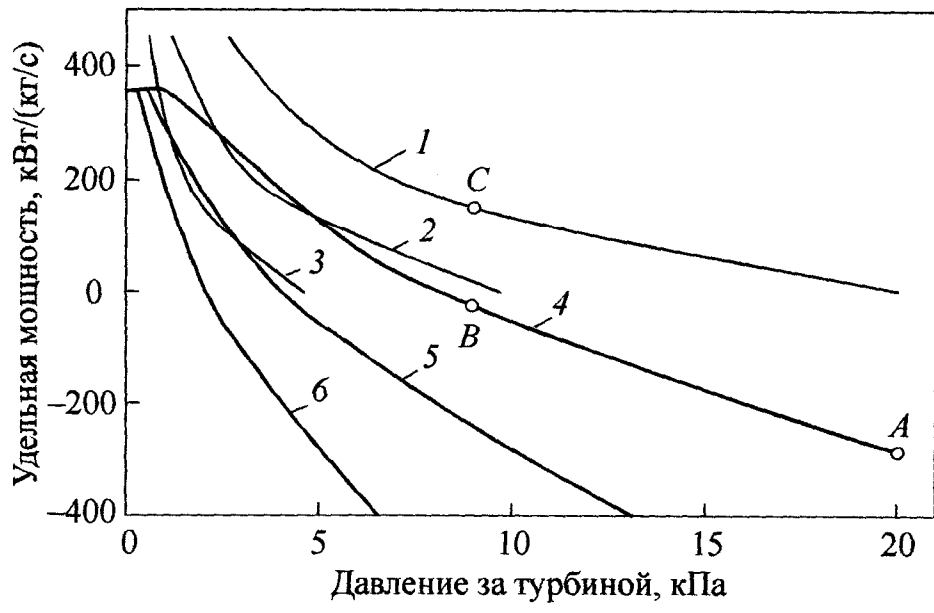
Фиг. 6



ФИГ . 7



ФИГ . 8



Фиг.9