

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **038310**(13) **B1**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ

(45) Дата публикации и выдачи патента
2021.08.06

(51) Int. Cl. **F02C 3/34 (2006.01)**

(21) Номер заявки
201990901

(22) Дата подачи заявки
2015.07.07

(54) СПОСОБ ВЫРАБОТКИ ЭНЕРГИИ

(31) **62/021,839**

(32) **2014.07.08**

(33) **US**

(43) **2019.09.30**

(62) **201790148; 2015.07.07**

(71)(73) Заявитель и патентовладелец:
8 РИВЕРЗ КЭПИТЛ, ЛЛК (US)

(72) Изобретатель:
**Аллам Родни Джон (GB), Форрест
Брок Алан, Фетведт Джереми Эрон
(US)**

(74) Представитель:
**Веселицкий М.Б., Веселицкая И.А.,
Кузенкова Н.В., Каксис Р.А., Белоусов
Ю.В., Куликов А.В., Кузнецова Е.В.,
Соколов Р.А., Кузнецова Т.В. (RU)**

(56) John C Bryant ET AL.: "An Analysis and Comparison of the Simple and Recompression Supercritical CO₂ Cycles", Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, 25 May 2011 (2011-05-25), XP055218674, Retrieved from the Internet; URL: <https://drive.google.com/file/d/1ebLSjzGJwK4nt5Ra-JGmbSMg33vpYeQe2TZmkDkRP8Lw15r0ahH5DGP97TDe/view?pli=1> [retrieved on 2015-10-06] cited in the application paragraph [0002]; figure 10
US-A1-2013205746

ANONYMOUS: IAEA INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY, PROCEEDINGS OF AN INTERNATIONAL CONFERENCE: FAST REACTORS AND RELATED FUEL CYCLES: CHALLENGES AND OPPORTUNITIES FR13, FR13/SFEM OFFICE, 5 RUE DES MORILLONS, F75015 PARIS, FRANCE, 4 March 2013 (2013-93-04), XPS40574212, page 4, paragraph 2 - page 5, paragraph 2; figure 1

(57) В изобретении описан способ выработки энергии с использованием в качестве рабочего тела преимущественно CO₂. В частности, настоящее изобретение обеспечивает использование части тепла сжатия, полученного от компрессора CO₂, для аддитивного нагрева, необходимого для повышения общей эффективности системы и способа выработки энергии.

B1

038310

038310 B1

Область техники

Настоящее изобретение относится к системам и способам выработки энергии (генерации мощности), такой как электрическая, действующим с требуемой эффективностью, которая достигается за счет аддитивного нагрева по меньшей мере части рециркуляционного потока CO_2 в теплообменнике, использующем дополнительный источник тепла. В частности, тепло от дополнительного источника может быть получено, по меньшей мере частично, при сжатии по меньшей мере части рециркуляционного потока CO_2 .

Уровень техники

Обычные средства выработки энергии за счет сжигания топлива, как правило, не обладают способностью одновременного достижения высокой эффективности выработки энергии и улавливания углерода (например, для секвестрации или иного использования). Одна из публикаций в области высокой эффективности выработки энергии при одновременном улавливании углерода, а именно патент US 8596075 на имя Allam и др., обеспечивает требуемую эффективность в системах с замкнутым циклом сгорания, использующих в качестве рабочего тела CO_2 . Особое преимущество таких систем заключается в общепризнанной пользе нагрева рециркуляционного потока CO_2 в рекуперативном теплообменнике горячими выходными газами турбины, а также в добавлении тепла от источника, отличного от выхлопа (отработавших газов) турбины. Несмотря на такие достоинства в предшествующем уровне техники все же существует растущая потребность в усовершенствованных системах и способах выработки энергии, обеспечивающих повышенную эффективность при одновременном улавливании CO_2 и других загрязнений, образующихся при сжигании топлива.

Сущность изобретения

Настоящее изобретение обеспечивает системы и способы выработки энергии с повышенной эффективностью. В этих системах и способах в качестве рабочего тела может использоваться CO_2 , и они могут быть выполнены с возможностью улавливания CO_2 и других загрязнений, образующихся при сжигании топлива. Настоящие усовершенствования относятся к введению нагрева рециркуляционного потока CO_2 при низких уровнях температуры и повышенном давлении, а также к системам и способам сжигания топлива в атмосфере кислорода, в которых также используется рекуперативный нагрев рециркуляционного потока CO_2 теплом выхлопа турбины. Нагрев при низком уровне температуры может далее при описании называться "аддитивным нагревом". По существу, понятно, что аддитивный нагрев представляет собой низкотемпературное тепло от источника, отличного от выхлопа турбины. Другими словами, аддитивный нагрев не связан с теплом, повторно извлеченным из выхлопа турбины. В частности, в настоящем изобретении описывается средство получения и передачи аддитивного нагрева в системе и способе с замкнутым или частично замкнутым циклом сжигания топлива в атмосфере кислорода, которое обеспечивает получение выходной мощности, превышающей теплотворную способность самого топлива, и таким образом обеспечивает предпочтительное повышение эффективности.

В некоторых вариантах осуществления настоящее изобретение относится к системам и способам выработки энергии, например электрической, действующим с должной эффективностью, достигаемой за счет сжигания топлива (например, углеводородного топлива) в кислороде при повышенном давлении в присутствии рециркуляционного потока CO_2 с последующим расширением получаемого газа в энергетической (вырабатывающей энергию) турбине и охлаждением выхлопа турбины в рекуперативном теплообменнике, подогреваемом от предварительно сжатого рециркуляционного потока CO_2 . Повышение эффективности выработки энергии может быть получено путем аддитивного нагрева по меньшей мере части рециркуляционного потока CO_2 в теплообменнике, использующем аддитивный нагрев, полученный, например, по меньшей мере частично, при сжатии по меньшей мере части рециркуляционного потока CO_2 .

Более конкретно, в настоящем изобретении предлагается способ нагрева рециркуляционного газового потока, в котором

пропускают нагретый выхлопной газовый поток через рекуперативный теплообменник для отбора от этого потока тепла и формирования охлажденного газового потока;

разделяют охлажденный газовый поток по меньшей мере на первую и вторую фракции;

сжимают первую фракцию охлажденного газового потока, формируя сжатую первую фракцию газового потока;

сжимают вторую фракцию газового потока так, чтобы добавить к ней тепло, формируя сжатую вторую фракцию газового потока;

объединяют сжатые первую и вторую фракции газового потока, формируя объединенный рециркуляционный газовый поток;

сжимают при прокачке насосом объединенный рециркуляционный газовый поток до давления выше, чем давление сжатой первой фракции газового потока и давление сжатой второй фракции газового потока, причем объединенный рециркуляционный газовый поток нагревают, используя тепло, отобранное от нагретого выхлопного газового потока, и тепло, добавленное ко второй фракции газового потока.

В частных вариантах осуществления предлагаемого способа добавляют тепло ко второй фракции газового потока так, что температура сжатой второй фракции газового потока составляет от приблизительно 100 до приблизительно 400°C.

При прокачке насосом сжимают объединенный рециркуляционный газовый поток до давления от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).

Вторую фракцию газового потока сжимают посредством многоступенчатой компрессии без промежуточного охлаждения.

В одном из вариантов осуществления предлагаемого способа отбирают тепло, добавленное ко второй фракции газового потока, и направляют это тепло к объединенному рециркуляционному газовому потоку после упомянутой прокачки насосом.

Рекуперативный теплообменник может содержать по меньшей мере два теплообменника или меньшей мере две теплообменные секции, установленные последовательно.

Предлагаемый способ может дополнительно включать добавление тепла к объединенному рециркуляционному газовому потоку после упомянутой прокачки насосом, причем добавленное тепло получают от блока разделения воздуха и/или от газовой турбины.

После нагрева объединенного рециркуляционного газового потока с использованием тепла, отобранного от нагретого выхлопного газового потока, и тепла, добавленного ко второй фракции газового потока, далее направляют объединенный рециркуляционный газовый поток в камеру сгорания, в которой сжигают топливо с кислородом, формируя поток продуктов горения.

В настоящем изобретении также предлагается способ выработки энергии, в котором осуществляют расширение сжатого, содержащего CO_2 потока через турбину, обеспечивая расширение содержащего CO_2 потока, выработку энергии и формирование выхлопного потока турбины;

отбирают тепло от выхлопного потока турбины;

разделяют выхлопной поток турбины, формируя первую часть выхлопа турбины и вторую часть выхлопа турбины;

сжимают первую часть выхлопа турбины, формируя основной рециркуляционный поток CO_2 ;

сжимают вторую часть выхлопа турбины, добавляя к ней тепло и формируя вторичный рециркуляционный поток CO_2 ;

объединяют основной рециркуляционный поток CO_2 и вторичный рециркуляционный поток CO_2 , формируя объединенный рециркуляционный поток CO_2 ; и

сжимают объединенный рециркуляционный поток CO_2 ,

причем объединенный рециркуляционный поток CO_2 нагревают, используя тепло, отобранное от выхлопного потока турбины, и тепло, добавленное ко второй части выхлопа турбины.

В частных вариантах осуществления предлагаемого способа содержащий CO_2 поток имеет температуру от приблизительно 500 до приблизительно 1700°C и давление от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).

Отношение давлений на турбине предпочтительно составляет от приблизительно 5 до приблизительно 12.

Тепло от выхлопного потока турбины отбирают в рекуперативном теплообменнике.

Тепло ко второй части выхлопа турбины добавляют так, что температура вторичного рециркуляционного потока CO_2 составляет от приблизительно 100 до приблизительно 400°C.

Вторую часть выхлопа турбины сжимают посредством многоступенчатой компрессии без промежуточного охлаждения.

В различных вариантах осуществления генерация мощности может производиться с применением замкнутых или частично замкнутых систем, в которых CO_2 используется как рабочее тело. В таких системах органическое топливо (например, природный газ) или топливо, полученное из органического топлива (например, синтетический газ, полученный из угля или другого твердого углеводородного топлива), полностью сжигается в камере (устройстве) сгорания с использованием в основном чистого кислорода в качестве окислителя, образуя окисленный поток преимущественно CO_2 , H_2O , избыточного кислорода и некоторого количества загрязняющих примесей, образующихся при окислении компонентов, содержащихся в топливе или окислителе, таких как SO_2 , NO_x , Hg и HCl . Твердые органические топлива, такие как уголь, лагнит или нефтяной кокс, содержащие несгораемый шлак, могут быть превращены в газообразное топливо за счет частичного окисления в одноступенчатой или многоступенчатой системе. Такая система может включать, например, реактор частичного окисления. Альтернативно такая система может включать, например, реактор частичного окисления и систему удаления шлака и летучих неорганических компонентов. Такие системы также включают сжигание топливного газа с кислородом в камере сгорания системы выработки энергии. Предварительно нагретый рециркуляционный поток CO_2 в камере сгорания смешивается с продуктами горения, полученными от сжигания природного газа. Может использоваться любая камера сгорания, выполненная с возможностью работы в условиях, описанных в данном документе, и рециркуляционный поток CO_2 может вводиться в камеру сгорания с использованием любых средств и может дополнительно нагреваться при сжигании, а также, при необходимости, резко охлаждаться для регулирования тем самым температуры выходного потока. В некоторых вариантах осуществления в реакторе частичного окисления, или в камере сгорания, или в них обеих может использоваться, исключительно в качестве иллюстративного примера, стенка с испарительным охлаждением, окружающая реакционное пространство или пространство горения, и предварительно нагретый рециркуляционный поток

CO₂ может пропускаться через стенку, как для ее охлаждения, так и для резкого сброса температуры и регулирования тем самым температуры выходного потока. Испарительный поток способствует хорошему перемешиванию между рециркуляционным CO₂ и горячими потоками от сжигания топливного газа. Однако могут применяться также другие виды камер сгорания, и настоящее изобретение не ограничивается использованием камер сгорания с испарительным охлаждением. Хотя выше в качестве примера приведены определенные топлива, должно быть понятно, что в камере сгорания могут использоваться другие виды топлива (например, водород). Аналогично преимущества, вытекающие из применения аддитивного нагрева, могут достигаться в системах, использующих в целом или частично тепло, получаемое не от сжигания. Например, настоящее изобретение охватывает также использование систем, действующих на солнечной энергии, таких как описанные в патентной заявке US 2013/0118145, в полном объеме включенной в данное описание в качестве ссылки.

Объединенные продукты горения и предварительно нагретый рециркуляционный CO₂, выходящие из камеры сгорания, находятся при температуре, требуемой для подачи в энергетическую турбину. В некоторых вариантах осуществления в энергетическом цикле на основе CO₂ отношение давлений на турбине может составлять от 5 до 12, хотя в других вариантах может использоваться большее отношение давлений (например, 20), в частности при использовании расширения в нескольких турбинах. В некоторых вариантах осуществления может использоваться давление на входе турбины, составляющее от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа). Подаваемый в камеру сгорания кислород может быть в основном чистым O₂ или O₂, разбавленным CO₂. В некоторых вариантах осуществления смешивание O₂ и CO₂ может быть полезным для регулирования температуры адиабатического пламени в реакции горения. В качестве не служащего ограничением примера можно привести то, что молярная концентрация O₂ в объединенном потоке O₂/CO₂ может составлять от приблизительно 10% до приблизительно 50%, от приблизительно 15% до приблизительно 40% или от приблизительно 20% до приблизительно 30%. Горячие турбинные выхлопы могут охлаждаться в теплообменнике-экономайзере, который в свою очередь предварительно подогревает поток рециркуляционного CO₂.

Эффективная работа системы критическим образом зависит от оптимизации теплообмена. Для достижения высокой эффективности большое количество добавочного тепла должно быть передано рециркуляционному потоку высокого давления у холодного края теплообменника при уровне температуры от приблизительно 100 до приблизительно 400°C. В некоторых вариантах осуществления это низкотемпературное тепло может быть получено от компрессоров воздуха на криогенной кислородной установке, которые могут работать полностью или частично в своих диапазонах давления в адиабатическом режиме с высоким отношением давлений так, чтобы сжатый воздух на стадии вывода из установки был нагрет до значения в диапазоне от приблизительно 100 до приблизительно 400°C, и так, чтобы передача тепла от потока сжатого воздуха технологическому рециркуляционному потоку сжатого CO₂ могла осуществляться без затруднений. Например, отведенный поток, отобранный из рециркуляционного потока CO₂ высокого давления в теплообменнике-экономайзере, может нагреваться за счет охлаждения сжатого воздуха до требуемой температуры, составляющей от приблизительно 100 до приблизительно 400°C. Системы и способы такого сжигания топлива в атмосфере кислорода, выработки низкотемпературного тепла и передачи низкотемпературного тепла раскрыты в патентах US 8596075, 8776532, 8986002, 9068743 и патентных заявках US 2010/0300063, 2012/0067054, 2012/0237881, 2013/0104525, которые в полном объеме включены в данное описание в качестве ссылки.

Настоящее изобретение обеспечивает средство передачи тепла рециркуляционному потоку CO₂ высокого давления при температуре от приблизительно 100 до приблизительно 400°C и, таким образом, повышения эффективности теплообменника-экономайзера и общей эффективности системы выработки энергии и способа, включающих представленное средство передачи. В частности, настоящее изобретение обеспечивает использование части тепла сжатия, полученного от компрессора рециркуляционного CO₂, для аддитивного нагрева, необходимого для повышения общей эффективности системы и способа выработки энергии.

Ранее вносились предложения по оптимизации параметров цикла выработки энергии с использованием в качестве рабочего тела CO₂ под давлением. Например, в публикации Брайанта (Bryant) и др. ("Анализ и сравнение простого и рекомпрессионного циклов со сверхкритическим CO₂" ("An Analysis and Comparison of the Simple and Recompression Supercritical CO₂ Cycles", представленной в мае 2011 на симпозиуме по энергетическим циклам на основе сверхкритического CO₂, Боулдер-Сити, Колорадо), полный текст которой включен в данное описание в качестве ссылки, приведены циклы Брайтона для выработки энергии, использующие рекуперативный теплообменник с CO₂ в качестве рабочего тела. Статья определяет эффективности двух циклов в терминах рабочих параметров и описывает условия, при которых второй цикл обеспечивает более высокую эффективность, чем первый, простой цикл.

Первый, простой цикл по Брайанту показан на фиг. 1. В данном случае горячий CO₂, движение которого показано линией 7 и который сжимается в компрессоре 4, работающем в близком к адиабатическому режиме без промежуточного охлаждения, дополнительно нагревается в рекуперативном теплообменнике 4. Горячий CO₂ затем направляется по линии 8 в подогреватель 3, где он нагревается или непосредственно сжигаемым в атмосфере кислорода 13 топливом 14 или каким-либо другим средством под-

вода внешнего тепла. Дополнительно нагретый CO_2 затем направляется по линии 9 в энергетическую турбину 2, где он расширяется до более низкого давления, производя мощность на валу (показанную стрелкой 15). Выхлопной поток 10 турбины поступает в рекуперативный теплообменник 4, где он охлаждается, передавая тепло рециркуляционному потоку высокого давления. Затем перед окончательным возвращением по линии 6 в компрессор 1 турбинный выхлоп охлаждается в предохладителе 5, в котором тепло отводится в охлаждающий поток 11, выходящий по линии 12.

Второй цикл по Брайанту, показанный на фиг. 2, идентичен циклу, показанному на фиг. 1, за исключением того, что добавлена вторая стадия/ступень 16 сжатия, на которой часть 17 потока низкого давления выхлопа турбины отводится из возвратного контура низкого давления у выхода рекуперативного теплообменника 4а и перед предохладителем 5 и сжимается до горячего состояния в компрессоре 16, выходя из него по линии 18. Этот поток поступает в рекуперативный теплообменник 4б после смешивания с основным рециркуляционным потоком высокого давления, выходящим из теплообменника 4а и имеющим соответствующую температуру, и нагревается в секции 4б теплообменника от горячего выхлопного потока 10 турбины. Эффект дополнительного сжатия заключается во введении в рекуперативный теплообменник большого количества тепла от второго компрессора, принимающего в качестве входного потока поток CO_2 , находящийся при повышенной температуре, которая больше входной температуры основного компрессора CO_2 .

Решению по Брайанту присущ тот недостаток, что ввод тепла производится в обход первой ступени рекуперативного теплообменника 4а. Намного большая удельная теплоемкость потока CO_2 высокого давления, нагреваемого в теплообменнике 4а, по сравнению с потоком низкого давления выхлопа турбины, охлаждающимся в теплообменнике 4а, означает, что передача тепла в теплообменнике 4а потоку высокого давления должна быть доведена до максимума для достижения близости температур. Этого не наблюдается, так как сжатый и нагретый поток CO_2 обходит теплообменник 4а. Что требуется для достижения максимальной эффективности, так это сконструировать систему сжатия горячего газа, в которой сжатый CO_2 охлаждается в теплообменнике и увеличивает достижимую передачу тепла потоку CO_2 высокого давления. Настоящее изобретение отчасти относится к средству преодоления этого недостатка.

Хотя циклы по Брайанту, показанные на фиг. 1 и 2, представляют известный предшествующий уровень техники, касающийся сжатия горячего CO_2 , они пригодны для использования только в устройствах, работающих по простому циклу Брайанта, в которых применяется основной компрессор CO_2 без промежуточного охлаждения, обеспечивающий высокую выходную температуру. Это в свою очередь приводит к тому, что охлаждающийся выхлопной поток турбины, выходящий из рекуперативного теплообменника 4а, в свою очередь должен иметь высокую температуру, так что количество тепла, отдаваемое в теплообменнике предварительного охлаждения, также велико. Поэтому очевидно, что оптимальная эффективность будет достигаться только при низком отношении давлений в цикле сжатия, составляющем, как было показано, от 2 до 4 при оптимальных входных давлениях основного компрессора, близких к критическому давлению для CO_2 . Более высокие отношения давлений приводят к избыточным потерям тепла в системе. В показанных на фиг. 1 и 2 циклах по Брайанту не учитываются такие нюансы системы как отделение жидкой воды во входных магистралях 6 компрессора за счет средств естественного охлаждения после охлаждения в теплообменнике 5.

Цикл по Брайанту с фиг. 2 имеет несколько других ограничений. Например, эффективность этого цикла значительно снижается при увеличении отношения давлений, так как основной компрессор и компрессор повторного сжатия работают преимущественно в адиабатическом режиме без промежуточного охлаждения между ступенями. Исследования, опубликованные Брайантом и др., показывают, что оптимальное отношение давлений при входной температуре турбины 750°C составляет 2,2 при входном давлении турбины 100 бар и 3,3 при входном давлении турбины 250 бар. Низкое отношение давлений требует очень большого расхода CO_2 в системе при данной выходной мощности, что приводит к росту капитальных затрат. И наоборот, настоящее изобретение обеспечивает циклы с высоким отношением давлений и высоким входным давлением турбины, что приводит к высокой эффективности и низким капитальным затратам.

В системах и способах, предлагаемых в настоящем изобретении, могут использоваться отношения давлений, равные приблизительно 5 или более, например от приблизительно 5 до приблизительно 30. В некоторых вариантах осуществления отношения давлений могут лежать в диапазоне от приблизительно 5 до приблизительно 12. В предлагаемых системах и способах могут также использоваться основные рециркуляционные устройства компрессии CO_2 . Отношение высоких давлений предпочтительно подразумевает входное давление турбины выше критического давления для CO_2 , равного 7,38 МПа, и выходное давление турбины ниже этого давления. Эти отношения высоких давлений обеспечивают высокий КПД от 50 до 60% для систем, в которых в качестве топлива используется природный газ, при существенно более низком расходе CO_2 на кВт полезной мощности на выходе. В системах и способах, эффективных согласно настоящему изобретению, также предпочтительно используется весьма значительный подвод аддитивного тепла при температурном уровне выше 100°C и особенно в диапазоне от приблизительно 100 до приблизительно 400°C или от приблизительно 100 до приблизительно 300°C . Особое преимущество раскрытых систем и способов заключается в обеспечении использования части тепла сжатия

от основного рециркуляционного компрессора CO_2 для такого аддитивного нагрева.

В некоторых вариантах осуществления настоящее изобретение обеспечивает способ выработки энергии. Например, способ может включать различные сочетания следующих шагов: направление сжатого, нагретого рециркуляционного потока CO_2 в камеру сгорания; сжигание топлива с кислородом в камере сгорания в присутствии рециркуляционного потока CO_2 с выработкой содержащего CO_2 потока продуктов горения; пропускание содержащего CO_2 потока продуктов горения через турбину с расширением содержащего CO_2 потока продуктов горения, генерацию мощности и формирование выхлопного потока турбины, содержащего CO_2 ; отбор тепла от выхлопного потока турбины, содержащего CO_2 ; разделение охлажденного выхлопного потока турбины с формированием первой части выхлопа турбины и второй части выхлопа турбины; отделение воды от первой части выхлопа турбины с формированием основного рециркуляционного потока CO_2 ; сжатие основного рециркуляционного потока CO_2 ; сжатие второй части выхлопа турбины в адиабатическом режиме без промежуточного охлаждения между ступенями компрессора с формированием нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины; отбор тепла от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины; отделение воды от охлажденной, сжатой второй части выхлопа турбины с формированием вторичного рециркуляционного потока CO_2 ; объединение основного рециркуляционный поток CO_2 и вторичного рециркуляционного потока CO_2 с формированием общего рециркуляционного потока CO_2 ; охлаждение общего рециркуляционного потока CO_2 с формированием высокоплотного потока CO_2 ; сжатие общего рециркуляционного потока CO_2 на второй стадии компрессии с использованием насоса перекачки текучей среды; нагрев общего рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранным от выхлопного потока турбины; и дополнительный нагрев общего рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранным от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины с формированием сжатого, нагретого рециркуляционного потока CO_2 . В некоторых вариантах осуществления могут объединяться два сжатых потока CO_2 после отбора тепла от вторичного рециркуляционного потока CO_2 , и затем объединенный поток может охлаждаться с последующим отделением жидкой воды. В некоторых вариантах осуществления второй выхлопной поток турбины может сжиматься на нескольких ступенях с передачей тепла между одной или несколькими ступенями. Например, второй выхлопной поток турбины может быть подвергнут многоступенчатому сжатию, включающему неохлаждаемые ступени сжатия (x) и ступени сжатия (y) с промежуточным охлаждением, где x и y могут быть целыми числами, включающим 1 или более, 2 или более, 3 или более (например, от 1 до 5 или от 2 до 4). В некоторых вариантах осуществления второй выхлопной поток турбины может быть сжат (и нагрет) в x ступенях без охлаждения до промежуточного значения давления, сжатый газ может быть использован для обеспечения тепла сжатия в рекуперативный теплообменник так, чтобы быть в нем охлажденным, охлажденный газ может быть обезвожен и направлен обратно, чтобы быть подвергнутым воздействию остальных ступеней сжатия у с промежуточным охлаждением перед объединением с первым выхлопным потоком турбины.

В других вариантах осуществления настоящее изобретение обеспечивает систему выработки энергии. Например, система может содержать: камеру сгорания, энергетическую турбину; один или несколько теплообменников; первый канал (проход) охлаждения потока, проходящий через один или несколько теплообменников; канал нагрева потока, проходящий через один или несколько теплообменников; разделитель потока, сообщающийся с первым каналом охлаждения потока, проходящим через один или несколько теплообменников; первый компрессор, сообщающийся с разделителем потока; второй канал охлаждения потока, проходящий через один или несколько теплообменников, при этом второй канал охлаждения потока сообщается с компрессором; один или несколько сепараторов воды; второй компрессор; и насос. В частности, канал нагрева потока, проходящий через один или несколько теплообменников, находится ниже по потоку насоса и выше по потоку камеры сгорания; и канал нагрева потока, проходящий через один или несколько теплообменников, находится в тепловом взаимодействии с первым каналом охлаждения потока и вторым каналом охлаждения потока, проходящими через один или несколько теплообменников. В некоторых вариантах осуществления первый канал охлаждения потока и второй канал охлаждения потока могут формироваться отдельными и независимыми компонентами сепарации воды и (или) компонентами насоса. При использовании двух или более теплообменников они могут устанавливаться последовательно.

В некоторых вариантах осуществления настоящее изобретение может относиться к способу нагрева рециркуляционного газового потока. В качестве примера такой способ может включать следующие шаги: пропускание газового потока G под давлением P_1 и при температуре T_1 через рекуперативный теплообменник так, чтобы газовый поток охлаждался до температуры T_2 , ниже T_1 ; разделение газового потока G на первую фракцию G_1 и вторую фракцию G_2 ; сжатие фракции G_1 газового потока до давления P_2 , выше P_1 ; сжатие фракции G_2 газового потока до давления P_3 , выше P_1 , так, чтобы нагреть фракцию G_2 газового потока до температуры T_3 , больше T_2 ; отбор тепла от сжатой фракции G_2 газового потока; объединение фракции G_1 газового потока и фракции G_2 газового потока с формированием объединенного рециркуляционного потока G_C ; сжатие при прокачке насосом рециркуляционного газового потока G_C до давления P_4 , выше P_2 и выше P_3 ; и направление рециркуляционного газового потока G_C в рекуперативный теплообменник так, чтобы газовый поток G_C нагревался охлаждающимся газовым потоком G; при этом тепло, отобранное от сжатой фракции G_2 газового потока, добавляется рециркуляционному газовой-

му потоку G_C после его сжатия при прокачке насосом до давления P_4 . В дополнительных вариантах осуществления способ нагрева рециркуляционного газового потока может содержать любые одно или несколько нижеследующих утверждений в любом их сочетании.

Температура T_3 может составлять от приблизительно 100 до приблизительно 400°C.

Давление P_2 фракции G_1 газового потока и давление P_3 фракции G_2 газового потока каждое может независимо изменяться в диапазоне от приблизительно 40 бар (4 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа).

Давление P_4 рециркуляционного газового потока G_C может составлять от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).

Массовое отношение газовой фракции G_1 к газовой фракции G_2 с учетом общей массы газового потока G может составлять от приблизительно 50:50 до приблизительно 99:1, или может составлять от приблизительно 50:50 до приблизительно 90:10, или может составлять от приблизительно 50:50 до приблизительно 70:30, или может составлять от приблизительно 70:30 до приблизительно 90:10.

Рециркуляционный газовый поток G_C после прохождения через рекуперативный теплообменник и получения тепла от сжатой газовой фракции G_2 может иметь температуру T_4 , не отличающуюся более чем на 50°C от T_1 .

Фракция G_2 газового потока может быть сжата путем многоступенчатой компрессии без промежуточного охлаждения.

После отбора тепла от фракции G_2 газового потока она может быть дополнительно сжата до объединения с фракцией G_1 газового потока.

Рекуперативный теплообменник может включать три теплообменника или три теплообменные секции, расположенные последовательно. В таких вариантах осуществления тепло может передаваться в первом теплообменнике или первой теплообменной секции, работающих в температурном диапазоне R_1 , втором теплообменнике или второй теплообменной секции, работающих в температурном диапазоне R_2 , и в третьем теплообменнике или теплообменной секции, работающих в температурном диапазоне R_3 , при соотношении температурных диапазонов $R_1 > R_2 > R_3$.

Газовый поток G может быть разделен между первым теплообменником или теплообменной секцией и вторым теплообменником или теплообменной секцией.

Газовый поток G может быть разделен между вторым теплообменником или теплообменной секцией и третьим теплообменником или теплообменной секцией.

Тепло, отобранное от сжатой фракции G_2 газового потока, может быть добавлено рециркуляционному газовому потоку G_C в третьем теплообменнике или секции теплообменника, либо во втором теплообменнике или теплообменной секции, или в них обеих.

Способ может также включать добавление тепла рециркуляционному газовому потоку G_C после прокачки насосом с повышением давления до P_4 . В таких вариантах осуществления аддитивное тепло может быть получено от блока разделения воздуха, или от газовой турбины, или от них обеих.

Способ может включать направление нагретого рециркуляционного газового потока G_C от рекуперативного теплообменника в камеру сгорания, в которой топливо сжигается с кислородом, формируя поток продуктов горения.

Газовый поток G может быть выхлопным потоком турбины.

В некоторых вариантах осуществления настоящее изобретение может относиться к способу выработки энергии. В качестве примера способ может включать следующие шаги: сжигание топлива с кислородом в камере сгорания в присутствии рециркуляционного потока CO_2 с выработкой содержащего CO_2 потока продуктов горения; пропускание содержащего CO_2 потока продуктов горения через турбину с расширением содержащего CO_2 потока продуктов горения, выработку энергии (генерацию мощности) и формирование выхлопного потока турбины; отбор тепла от выхлопного потока турбины; разделение выхлопного потока турбины с формированием первой части выхлопа турбины и второй части выхлопа турбины; отделение воды от первой части выхлопа турбины с формированием основного рециркуляционного потока CO_2 ; сжатие основного рециркуляционного потока CO_2 ; сжатие второй части выхлопа турбины с формированием нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины; отбор тепла от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины; отделение воды от охлажденной, сжатой второй части выхлопа турбины с формированием вторичного рециркуляционного потока CO_2 ; объединение основного рециркуляционного потока CO_2 со вторичным рециркуляционным потоком CO_2 с формированием объединенного рециркуляционного потока CO_2 ; сжатие объединенного рециркуляционного потока CO_2 ; нагрев объединенного рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранным от выхлопного потока турбины; дополнительный нагрев объединенного рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранным от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины. В дополнительных вариантах осуществления способ может включать одно или несколько следующих утверждений в любом сочетании.

Содержащий CO_2 поток продуктов горения может иметь температуру от приблизительно 500 до приблизительно 1700°C и давление от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).

Отношение давлений на турбине может составлять от приблизительно 5 до приблизительно 12.

Тепло может отбираться от выхлопного потока турбины в рекуперативном теплообменнике, содержащем три или более секций или содержащем три или более отдельных теплообменников.

Нагрев объединенного рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранном от выхлопного потока турбины, и дополнительный нагрев объединенного рециркуляционного потока CO_2 теплом, отобранном от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины, может производиться в рекуперативном теплообменнике.

Массовое отношение первой части выхлопа турбины ко второй части выхлопа турбины с учетом общей массы выхлопного потока турбины может составлять от приблизительно 50:50 до приблизительно 99:1.

Тепло, отобранное от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины, может иметь температуру, лежащую в диапазоне от приблизительно 100 до приблизительно 400°C.

Основной рециркуляционный поток CO_2 и вторая часть выхлопа турбины независимо могут быть сжаты до давления от приблизительно 40 бар (4 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа).

Объединенный рециркуляционный поток CO_2 после нагрева теплом, отобранном от выхлопного потока турбины, и дополнительного нагрева теплом, отобранном от нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины, может иметь температуру, не отличающуюся от температуры выхлопного потока турбины более чем на 50°C.

Вторая часть выхлопа турбины может быть адиабатически сжата без промежуточного охлаждения между ступенями компрессора.

В некоторых вариантах осуществления система выработки энергии согласно настоящему изобретению может содержать следующие компоненты: камеру сгорания, выполненную с возможностью вывода потока продуктов горения; энергетическую турбину, выполненную с возможностью приема и расширения потока продуктов горения и формирования выхлопного потока турбины; рекуперативный теплообменник, выполненный с возможностью приема выхлопного потока турбины; делитель потока, выполненный с возможностью разделения охлажденного выхлопного потока турбины на первый газовый поток и второй газовый поток; первый компрессор, выполненный с возможностью приема и сжатия первого газового потока; второй компрессор, выполненный с возможностью приема и сжатия второго газового потока; насос, выполненный с возможностью сжатия объединенных первого газового потока и второго газового потока и установленный ниже по потоку первого компрессора и второго компрессора; первый проход потока через рекуперативный теплообменник, выполненный с возможностью пропуска выхлопного потока турбины; второй проход потока через рекуперативный теплообменник, выполненный с возможностью пропуска объединенных сжатого первого газового потока и второго газового потока; третий проход потока через рекуперативный теплообменник, выполненный с возможностью пропуска сжатого второго газового потока; при этом первый проход потока и третий проход потока выполнены с возможностью нагрева второго прохода потока. В дополнительных вариантах осуществления система может соответствовать одному или нескольким следующим утверждениям в любом сочетании.

Рекуперативный теплообменник может содержать последовательность из трех или более теплообменников или из трех или более нагревательных секций.

Система может содержать один или несколько сепараторов, выполненных с возможностью отделения, по меньшей мере, воды от первого газового потока, или второго газового потока, или от них обоих.

Первый компрессор может быть многоступенчатым компрессором с промежуточным охлаждением.

Второй компрессор может быть адиабатическим, многоступенчатым компрессором без промежуточного охлаждения между ступенями.

Краткое описание чертежей

Далее изобретение рассмотрено более подробно со ссылкой на прилагаемые чертежи, на которых показано следующее:

на фиг. 1 - схема потоков в цикле выработки энергии согласно предшествующему уровню техники;

на фиг. 2 - еще одна схема потоков в цикле выработки энергии согласно предшествующему уровню техники;

на фиг. 3 - схема потоков в системе выработки энергии и способе согласно иллюстративному варианту выполнения настоящего изобретения, включающему группу компрессоров для сжатия рециркуляционного потока CO_2 и получения от них тепла, вводимого в рекуперативный теплообменник.

Осуществление изобретения

Далее раскрытая сущность изобретения будет изложена более полно со ссылкой на приводимые в качестве примера варианты выполнения. Эти варианты выполнения представлены так, чтобы данное описание было законченным и исчерпывающим, полностью раскрывая объем изобретения специалисту в данной области техники. Действительно, изобретение может быть реализовано во многих различных вариантах и не должно рассматриваться как ограниченное только приведенными ниже вариантами выполнения, тем более что эти варианты представлены так, чтобы данное описание удовлетворяло всем действующим нормативным требованиям. В приведенном описании и в приложенной формуле изобретения использование форм единственного числа включает множественность объектов до тех пор, пока не оговорено иное.

Настоящее описание относится к системам и способам выработки энергии с использованием в качестве рабочего тела преимущественно CO_2 . В частности, в них используется турбина с определенным от-

ношением высокое давление/низкое давление, в которой происходит расширение смеси рециркуляционного потока CO_2 высокого давления и продуктов горения, образующихся при сжигании топлива. Может использоваться любое органическое топливо. В не служащие ограничением примеры входят природный газ, баллонные газы, топливные газы (например, включая один или несколько компонентов из группы, содержащей H_2 , CO , CH_4 , H_2S , и NH_3) и другие подобные горючие газы. Могут также использоваться твердые топлива, например уголь, лигнит, нефтяной кокс, битум, биомасса и т.п., при условии введения в систему необходимых элементов. Например, может использоваться камера сгорания с неполным окислением для преобразования твердого или вязкого жидкого топлива в топливный газ, преимущественно свободный от твердых включений. Все топливо и образовавшиеся при горении загрязняющие примеси, такие как NO , NO_2 , CO_2 , H_2O , Hg и т.п., могут быть на стадии окисления выведены из энергетического цикла для удаления при значительном или полном отсутствии выбросов в атмосферу. Как отмечено ранее, аналогично могут использоваться другие виды топлива. В процессе сжигания в качестве окислителя может использоваться кислород. В некоторых вариантах осуществления температуру горения можно регулировать путем разбавления кислорода углекислым газом в соотношении, указанном в данном описании.

Горячий выхлопной газ турбины используется для частичного предварительного нагрева рециркуляционного потока CO_2 высокого давления. В сочетании с этим нагревом рециркуляционный поток CO_2 может дополнительно подогреваться за счет использования аддитивного тепла, которое может возникать из энергии сжатия в компрессоре CO_2 . Режим работы компрессора CO_2 может меняться так, как далее описано. Например, в некоторых вариантах осуществления может быть полезным использование входной температуры компрессора CO_2 , которая выше обычно достижимой для средств охлаждения, использующих окружающую среду. Например, минимальная температура потока, поступающего в компрессор CO_2 , может приблизительно соответствовать точке росы для воды при этих режимах работы. В некоторых вариантах осуществления компрессор CO_2 может иметь входную температуру от приблизительно 50 до приблизительно 250°C. Опционно дополнительно к теплу, получаемому от сжатия CO_2 , могут использоваться другие нагревательные средства, обеспечивающие нагрев до температуры приблизительно ниже 400°C. Такие средства могут включать передачу тепла от воздушного компрессора криогенной установки разделения воздуха, действующей частично или полностью в адиабатическом режиме без промежуточного охлаждения. При использовании такого тепла воздушный компрессор может предпочтительно действовать при отношении давлений на адиабатических ступенях, превышающем 2,5.

Было установлено, что в соответствии с настоящим изобретением эффективность выработки энергии можно увеличить за счет введения аддитивного нагрева согласно предлагаемому способу, и такой аддитивный нагрев можно обеспечить при температуре ниже приблизительно 400°C (например, в диапазоне от приблизительно 100 до приблизительно 400°C). Введение аддитивного нагрева может обеспечить преодоление недостатка, связанного с большой разницей между теплоемкостью CO_2 на входе высокого давления типовой турбины при давлении 300 бар (30 МПа) и теплоемкостью CO_2 на выходе низкого давления типовой турбины при давлении 30 бар (3 МПа). Эта разница хорошо видна в таблице, приведенной ниже.

Температура К (°C)	Удельная теплоемкость (кДж/кг) при 30 бар (3 МПа)	Удельная теплоемкость (кДж/кг) при 300 бар (30 МПа)
300 (26,85)	1,18	1,95
350 (76,85)	1,05	2,00
400 (126,85)	1,02	1,90
450 (176,85)	1,03	1,63
500 (226,85)	1,06	1,47
600 (326,85)	1,10	1,31
750 (476,85)	1,17	1,23
1000 (726,85)	1,24	1,28

Согласно настоящему изобретению способ выработки энергии может, в частности, включать последовательность шагов, обеспечивающих повышение эффективности. Способ может включать направление сжатого, нагретого рециркуляционного потока CO_2 в камеру сгорания. Сжатый, нагретый рециркуляционный поток CO_2 может быть сформирован описанным ниже образом. В камере сгорания топливо может сжигаться вместе с окислителем (например, кислородом, имеющим чистоту по меньшей мере 98% или по меньшей мере 99% и опционно разбавленным CO_2) в присутствии рециркуляционного потока CO_2 для получения потока, содержащего CO_2 . Содержащий CO_2 поток из камеры сгорания может иметь температуру приблизительно 500°C или более (например, от приблизительно 500 до приблизительно 1700°C или от приблизительно 800 до приблизительно 1600°C) и давление приблизительно 100 бар (10 МПа) или более (например, от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа)). Содержащий CO_2 поток может быть пропущен через турбину, расширяясь, вырабатывая энергию и образуя выхлопной поток турбины, содержащий CO_2 . Содержащий CO_2 поток может быть расширен в турбине при отношении давлений менее 12 или менее 10 (например, от приблизительно 5 до приблизительно 12). В альтернативных вариантах осуществления могут, как описано, использоваться высокие отношения давлений, как, например, в случае использования группы турбин, что раскрыто в патентной заявке US

2013/0213049, в полном объеме введенной в данное описание в качестве ссылки.

Выхлопной поток турбины может быть обработан так, чтобы удалить продукты горения и любые примеси, образовавшиеся при сжигании топлива. Для этого выхлопной поток турбины может быть охлажден путем пропускания через теплообменник. Может использоваться любой теплообменник, способный работать при описанных температурах и давлениях. В некоторых вариантах осуществления теплообменник может содержать последовательность по меньшей мере из двух, по меньшей мере из трех или даже большего числа теплообменников-экономайзеров. Может использоваться один теплообменник по меньшей мере с двумя секциями, по меньшей мере с тремя или даже с большим числом секций. Например, можно представить себе теплообменник, имеющий по меньшей мере три теплообменные секции, работающие в разных температурных диапазонах. Тепло, отведенное из выхлопного потока турбины, может использоваться для нагрева рециркуляционного потока CO_2 , как описано далее.

Выхлопной поток турбины может быть разделен на две или более частей. Первая часть может содержать 50% или более, 70% или более или 90% или более (но менее 100%) общего массового расхода выхлопного потока турбины. Первая часть выхлопа турбины охлаждается предпочтительно до температуры на выходе теплообменника, которая ниже точки росы для воды. Первая часть выхлопа турбины может быть пропущена через сепаратор для удаления воды и дополнительно очищена для удаления других продуктов горения или загрязнений. Получившийся поток можно описать как основной рециркуляционный поток CO_2 , и этот поток может быть сжат, например, в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением между ступенями. Предпочтительно основной рециркуляционный поток CO_2 сжимается до давления от приблизительно 40 бар (4 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа). В некоторых вариантах осуществления основной рециркуляционный поток CO_2 сжимается до давления от приблизительно 60 бар (6 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа) или от приблизительно 67 бар (6,7 МПа) до приблизительно 80 бар (8 МПа).

Другая часть выхлопного потока турбины может быть сжата для формирования нагретой, сжатой второй части выхлопа турбины. Вторая часть выхлопа турбины может содержать в определенном соотношении выхлопы турбины, не вошедшие в первую часть (например, 50% или менее, 30% или менее, или 10% или менее (но больше 0%) общего массового расхода выхлопного потока турбины). Предпочтительно вторая часть выхлопа турбины может быть отведена из выхлопа турбины между второй и третьей стадиями/ступенями теплообмена (например, между вторым и третьим теплообменником в последовательности, если двигаться от горячей стороны к холодной - другими словами между теплообменниками, действующими при самой низкой температуре и промежуточной температуре). Вторая часть выхлопа турбины предпочтительно сжимается так, чтобы достичь температуры, лежащей в диапазоне от приблизительно 100 до приблизительно 400°C, и давления в диапазоне от приблизительно 40 бар (4 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа). В некоторых вариантах осуществления давление может составлять от приблизительно 60 бар (6 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа) или от приблизительно 67 бар (6,7 МПа) до приблизительно 80 бар (8 МПа). Вторая часть выхлопа турбины может быть повторно введена в теплообменник, предпочтительно направляясь от горячего края теплообменника промежуточной температуры к холодному краю низкотемпературного теплообменника. Охлажденная вторая часть выхлопа турбины может иметь температуру ниже точки росы для воды, и охлажденный поток может пропускаться через один или несколько сепараторов для удаления воды и любых других загрязняющих примесей. Остаточный поток составляет вторичный рециркуляционный поток CO_2 и может быть объединен с основным рециркуляционным потоком CO_2 . Такое объединение может происходить в разных точках. Например, основной рециркуляционный поток CO_2 может добавляться ко второй части выхлопа турбины после прохождения через низкотемпературный теплообменник и перед прохождением через сепаратор. Альтернативно, основной рециркуляционный поток CO_2 и вторичный рециркуляционный поток CO_2 могут объединяться после отделения воды или в любой другой точке цикла. Чистый CO_2 , образованный при горении, может быть отведен в этой точке, например, для использования при вторичных методах добычи нефти, для секвестрации и т.п.

В некоторых вариантах осуществления вторая часть выхлопа турбины может быть сжата с использованием многоступенчатого сжатия без промежуточного охлаждения между ступенями, за которым идет сжатие с промежуточным охлаждением между последующими ступенями. Сжатый и нагретый газ второй части выхлопа турбины, выходящий из неохлаждаемых ступеней, может вводиться в теплообменник, как описано выше, и охлажденный таким образом поток может быть подвергнут сжатию с промежуточным охлаждением перед объединением с первой частью выхлопа турбины. Число неохлаждаемых ступеней (x) и ступеней (y) с промежуточным охлаждением может независимо быть равным 1 или более, 2 или более или 3 или более (например, от 1 до 5 или от 2 до 4).

Общий рециркуляционный поток CO_2 , сформированный основным рециркуляционным потоком CO_2 и вторичным рециркуляционным потоком CO_2 , может сжиматься при прокачке насосом до давления, пригодного для направления его в камеру сгорания. Предпочтительно, общий рециркуляционный поток CO_2 сжимается при прокачке до давления 100 бар (10 МПа) или более, или приблизительно 200 бар (20 МПа) или более, например, от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа). Сжатый рециркуляционный поток CO_2 затем пропускается обратно через теплообмен-

ник для нагрева. Сжатый рециркуляционный поток CO_2 нагревается с использованием тепла, отобранного от выхлопного потока турбины (которое можно назвать теплом горения, сохранившимся в потоке выхлопа турбины). Однако тепла, содержащегося в потоке выхлопа турбины, недостаточно, чтобы достичь близких значений между температурой выхлопа турбины и температурой нагретого, сжатого рециркуляционного потока CO_2 у горячего края теплообменника. Согласно настоящему изобретению тепло от сжатой второй части выхлопа турбины может использоваться для аддитивного нагрева с целью снижения температурной разницы между выхлопным потоком турбины и нагретым, сжатым рециркуляционным потоком CO_2 , выходящим из теплообменника и поступающим в камеру сгорания. Аддитивный нагрев можно характеризовать как тепло рекомпрессии и отделять его от тепла горения, присутствующего в турбинных выхлопах. Использование аддитивного нагрева может иметь преимущество, заключающееся в снижении температурной разницы между выхлопным потоком турбины и горячим, сжатым рециркуляционным потоком CO_2 , выходящим из теплообменника и поступающим в камеру сгорания, до значений приблизительно 50°C или менее, приблизительно 40°C или менее или приблизительно 30°C или менее, например, от приблизительно 10 до приблизительно 50°C или от приблизительно 20 до приблизительно 40°C .

В некоторых вариантах осуществления аддитивный нагрев может обеспечиваться другими средствами в сочетании или в качестве альтернативы теплу рекомпрессии. Например, может использоваться нагретый CO_2 от внешнего источника. Этот внешний источник может представлять собой, например, CO_2 из геологического источника, CO_2 , взятый из магистрали, и т.п. В таких вариантах осуществления может отпасть необходимость в разделении выхлопного потока турбины, и нагретый CO_2 может вводиться в систему таким же образом, как описанное выше тепло рекомпрессии. Дополнительный CO_2 может быть выведен из системы вместе с чистым CO_2 продуктом и может быть возвращен к источнику тепла. В таком случае для аддитивного нагрева может использоваться рециркуляционный CO_2 от внешнего источника, полностью находящегося вне системы выработки энергии. Альтернативно частично или весь аддитивный нагрев может производиться от выхлопов газовой турбины или от потока конденсации.

Иллюстративный вариант выполнения системы согласно настоящему изобретению представлен на фиг. 3. Данный вариант выполнения описан в привязке к иллюстративному варианту способа сжигания при определенных параметрах. Поэтому значения температуры и давления могут изменяться в зависимости от конкретных режимов работы.

В варианте выполнения с фиг. 3 выхлопной поток 55 турбины с температурой 728°C и давлением 30 бар (3 МПа) последовательно проходит через три теплообменника-экономайзера 29, 27 и 26, выходя из них в виде потока 46 с температурой 46°C и давлением 29 бар (2,9 МПа). Теплообменник 29 можно охарактеризовать как высокотемпературный теплообменник, теплообменник 27 - как теплообменник промежуточной температуры и теплообменник 26 - как низкотемпературный теплообменник. Понятно, что термины "высокотемпературный", "промежуточной температуры" и "низкотемпературный" предназначены только для описания диапазонов рабочих температур именно этих трех теплообменников относительно друг друга. Поток 46 охлаждается в водоохлаждаемом теплообменнике 58 до температуры $17,2^\circ\text{C}$, и поток 56 сконденсировавшейся воды отводится из емкости 53 фазоразделителя. Отделенный поток 61 газообразного CO_2 покидает емкость 53 фазоразделителя и поступает в двухступенчатый центробежный компрессор 21 (ступень 1) и 22 (ступень 2) рециркуляционного CO_2 , при этом выходной поток 44 с компрессора 21 первой ступени охлаждается в промежуточном охладителе 23, выходит в виде потока 45 и затем сжимается в компрессоре 22 второй ступени, образуя поток 48 с давлением 80 бар (8 МПа). Этот выходной поток 48 основного рециркуляционного компрессора объединяется с потоком 47, и объединенный поток 69 охлаждается в водоохлаждаемом теплообменнике 24 до температуры $22,7^\circ\text{C}$. В других вариантах осуществления эта температура может лежать в диапазоне от приблизительно 10 до приблизительно 30°C . Сконденсированная вода 68 отделяется в фазоразделителе 67, выдающем общий рециркуляционный поток 49 CO_2 , находящегося в сверхкритическом состоянии и имеющего высокую плотность 850 кг/м^3 . Поток 62 чистого CO_2 продукта, эквивалентного содержащемуся в газообразном топливе углероду, преобразованному в камере сгорания в CO_2 , выводится из системы (после охлаждения, как показано, или до охлаждения) для последующей секвестрации, использования при вторичных методах добычи и т.п.

Общий рециркуляционный поток 49 CO_2 охлаждается в теплообменнике 70 до температуры $17,2^\circ\text{C}$, затем поступает в многоступенчатый центробежный насос 25 с выходным давлением 305 бар (30,5 МПа), формирующий рециркуляционный поток 50 CO_2 высокого давления, нагреваемый последовательно в трех теплообменниках-экономайзерах 26, 27 и 29 и выходящий из них в виде потока 54 с температурой 725°C и давлением 302 бар (30,2 МПа). Поток 54 нагревается до 1154°C в камере 30 сгорания при прямом сжигании потока 40 природного газа с потоком 41 имеющего чистоту 99,5% O_2 , давление в которых составляет 320 бар (32 МПа). Для этого иллюстративного варианта выполнения было проведено моделирование с использованием в качестве топлива чистого CH_4 . Смешанный поток 57 рециркуляционного CO_2 и продуктов горения поступает в силовую турбину 31 с выходным давлением 30 бар (3 МПа) и покидает ее в виде выхлопного потока 55 турбины.

Как видно из приведенной выше таблицы, разница в удельной теплоемкости CO_2 при давлении 300 бар (30 МПа) и 30 бар (3 МПа) возрастает по мере падения температуры относительно 1000 К

(727°C). В связи с этой разницей требуется аддитивный нагрев для достижения очень близкой температуры выхлопного потока 55 турбины и рециркуляционного потока 54 CO_2 , и такой аддитивный нагрев может быть произведен, например, в "низкотемпературном" теплообменнике-экономайзере 26 и (или) теплообменнике-экономайзере 27 "промежуточной температуры". Согласно настоящему изобретению аддитивный нагрев может быть обеспечен путем использования тепла адиабатического сжатия части рециркуляционного потока CO_2 , который в данном иллюстративном варианте выполнения сжимается до давления от приблизительно 29 бар (2,9 МПа) до приблизительно 80 бар (8 МПа).

Возвращаясь к иллюстративному варианту выполнения с фиг. 3, можно видеть, что часть 51 охлаждающегося выхлопного потока турбины может быть отведена между секциями 27 и 26 теплообменника-экономайзера при температуре 138°C и сжата в одноступенчатом или многоступенчатом адиабатическом компрессоре 28 с получением потока 52, имеющего температуру 246°C и давление 80 бар (8 МПа). Сжатый и нагретый поток 52 повторно поступает на горячий край теплообменника-экономайзера 27 и проходит через него и теплообменник-экономайзер 26, охлаждаясь и выходя в виде потока 47 с температурой 54°C. Вся теплота сжатия в компрессоре 28, обеспечиваемая подводом потока 34 энергии, таким образом, передается рециркуляционному потоку CO_2 высокого давления, и этот ввод тепла эквивалентен теплоте горения, производимой в камере 30 сгорания, так как он снижает температурную разницу на горячем краю. Расход в потоке 51 делается максимальным для достижения существенно малой температурной разницы между потоками 65 и 66 высокотемпературного теплообменника-экономайзера 29. Эта температурная разница между потоками 65 и 66 предпочтительно составляет приблизительно 50°C или менее, приблизительно 40°C или менее, приблизительно 30°C или менее, приблизительно 20°C или менее, в частности от приблизительно 10 до приблизительно 50°C или от приблизительно 20 до приблизительно 40°C. Как рассмотрено выше, поток 47 объединяется с выходным потоком 48 основного рециркуляционного компрессора для охлаждения в теплообменнике 24 до температуры 22,7°C. Аддитивный нагрев, обеспечиваемый сжатием CO_2 , как описано выше, вводится для повышения эффективности системы выработки энергии.

Заметим, что для аддитивного нагрева могут использоваться другие источники низкотемпературного тепла (например, выхлопы газовой турбины или поток конденсации). Иллюстративный вариант выполнения с фиг. 3 включает основной воздушный поток 42а установки 81 криогенного разделения воздуха, адиабатически сжатый до 5,7 бар (0,57 МПа) и при температуре 223°C, поступающий на горячий край теплообменника-экономайзера 27 как поток 42, выходя из теплообменника 26 как поток 43 с температурой 54°C. В некоторых вариантах осуществления поток 42 может образовываться из потока 42b, показанного как тепло, выведенное из газовой турбины 83. Хотя это не показано на фиг. 3, в некоторых вариантах осуществления поток O_2 может подаваться из установки разделения воздуха под давлением 80 бар (8 МПа) и с температурой, равной окружающей, и может смешиваться с CO_2 , поступающим с потоком 49, достигая концентрации O_2 25 мол.%, и эта смесь может сжиматься до 320 бар (32 МПа) перед ее нагревом до 725°C в теплообменнике-экономайзере 27, 26 и 29. На практике этот компрессор CO_2+O_2 может быть элементом компрессорной секции горячего газа, как было показано для рециркуляционного компрессора CO_2 . На фиг. 3 потоки охлаждающей воды показаны как потоки 38, 59, 72 и 36, в то время как соответствующие выходные потоки показаны как потоки 39, 60, 74 и 37. Подводимые к компрессору мощности (питание) обозначены на фиг. 3 позициями 32 и 34, и это питание может быть электрическим или от вращения турбины. Электропитание, идущее на перекачку CO_2 , обозначено позицией 33. Выходная мощность на валу турбины показана позицией 64, отходящей от генератора 63.

Оценка описанного иллюстративного варианта выполнения, проведенная с использованием программного обеспечения для моделирования фирмы ASPEN, в которое вводились реальные КПД устройств, температурные разности в теплообменниках и значения падения давлений в системе, дала в результате общий КПД, равный 58,5% (измеренный на основе теплотворной способности). Подсчет был сделан с учетом введения тепла в камеру 30 сгорания на уровне 500 МВт.

Хотя раскрытые системы и способы особенно относятся к системам и способам выработки энергии, основанным на сжигании топлива, просматривается также более широкое применение для эффективного нагрева газового потока. По существу, в некоторых вариантах осуществления настоящее изобретение может относиться к способу нагрева газового потока, и в частности к нагреву рециркуляционного газового потока. Рециркуляционный газовый поток может быть любым газовым потоком, непрерывно циклически проходящим через стадии нагрева и охлаждения, опционально включая стадии сжатия и расширения.

Газовый поток G, который согласно настоящему изобретению может подвергаться нагреву, может быть любым газом, однако особо предпочтительно, чтобы этот газовый поток G содержал CO_2 по массе, например, по меньшей мере приблизительно 25%, по меньшей мере приблизительно 50%, по меньшей мере приблизительно 75% или по меньшей мере приблизительно 90%. Рециркуляционный газовый поток G может, в частности, иметь повышенную температуру T_1 (например, равную от приблизительно 500 до приблизительно 1700°C) и давление P_1 , позволяющее сформировать требуемое количество тепла сжатия, например давление, меньшее приблизительно 40 бар (4 МПа). Газовый поток G под давлением P_1 и при температуре T_1 может охлаждаться, например, при пропускании через рекуперативный теплообменник. Предпочтительно охлаждение таково, чтобы газовый поток G охлаждался до температуры T_2 , меньшей

T_1 . В некоторых вариантах осуществления охлаждение может производиться с использованием последовательности многоступенчатых теплообменников (например, из 2, 3 или более теплообменников). Отдельные теплообменники (или секции теплообменников) могут производить передачу тепла в разных температурных диапазонах, которые могут перекрываться. Использование нескольких теплообменников и (или) секций теплообменника дает возможность вводить или отводить потоки в разных температурных диапазонах.

Газовый поток G может быть разделен на первую фракцию G_1 и вторую фракцию G_2 . Такое разделение может производиться после охлаждения газового потока G до температуры T_2 или до промежуточной температуры T_{int} , лежащей между T_1 и T_2 . Температура T_2 может, например, быть температурой у холодного края рекуперативного теплообменника (или теплообменника, или секции теплообменника, которые действуют в наинижем температурном диапазоне), и температура T_{int} может, например, быть температурой у холодного края второго теплообменника (или второй секции теплообменника) в последовательности из трех или более теплообменников (или секций теплообменника). Предпочтительно вторая газовая фракция G_2 может быть выведена при промежуточной температуре перед охлаждением первой газовой фракции G_1 . После охлаждения газовой фракции G_1 она может сжиматься до повышенного давления P_2 , которое предпочтительно больше P_1 . Такое сжатие может, например, производиться в многоступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением. Давление P_3 может составлять, например, от приблизительно 40 бар (4 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа), от приблизительно 60 бар (6 МПа) до приблизительно 100 бар (10 МПа) или от приблизительно 67 бар (6,7 МПа) до приблизительно 80 бар (8 МПа).

Отведенная фракция G_2 газового потока может быть отдельно сжата до давления P_3 , которое также предпочтительно больше P_1 . Давление P_3 может лежать в том же диапазоне, что и давление P_2 ; однако P_2 и P_3 не обязательно должны быть равными. В некоторых вариантах осуществления фракция G_2 газового потока может сжиматься в адиабатическом режиме без промежуточного охлаждения, так чтобы она нагревалась до температуры T_3 , большей чем T_2 . В вариантах осуществления, в которых фракция G_2 газового потока может отводиться при температуре T_{int} , T_3 предпочтительно больше T_{int} . Тепло сжатой фракции G_2 газового потока может отбираться и использоваться для аддитивного нагрева рециркуляционного газового потока, как описано далее.

После отбора компрессионного тепла от фракции G_2 газового потока фракция G_1 газового потока и фракция G_2 газового потока могут быть объединены, образуя объединенный рециркуляционный газовый поток G_C . Рециркуляционный газовый поток G_C будет иметь давление, в основном соответствующее давлению P_2 и (или) P_3 , и может быть сжат при прокачке насосом до более высокого давления P_4 , выше P_2 и P_3 . Такое сжатие желательно, если рециркуляционный газовый поток G_C используется для приложения, предусматривающего применение высокого давления. Однако в некоторых вариантах осуществления давления P_2 и (или) P_3 могут быть достаточными и дополнительное сжатие не требуется.

Рециркуляционный газовый поток G_C (опционно под давлением P_4) может направляться в рекуперативный теплообменник так, чтобы он нагревался за счет охлаждения газового потока G . Тепло, отобранное от сжатой фракции G_2 газового потока, может добавляться рециркуляционному газовому потоку G_C . Такой аддитивный нагрев может производиться после сжатия при прокачке насосом до давления P_4 . В некоторых вариантах осуществления аддитивный нагрев может производиться в рекуперативном теплообменнике. Например, при использовании одного рекуперативного теплообменника тепло сжатой фракции G_2 газового потока может вводиться в теплообменник в соответствующей точке, обеспечивая аддитивный нагрев рециркуляционного газового потока G_C в желательном температурном диапазоне. В вариантах осуществления, в которых используется группа теплообменников (или секций теплообменника), тепло сжатой фракции G_2 газового потока может вводиться в один или несколько низкотемпературных теплообменников (или секций теплообменника). Например, при сжатии фракция G_2 газового потока может нагреваться до температуры, лежащей в диапазоне примерно от 100 до примерно 400°C, и тепло от сжатой фракции G_2 газового потока может вводиться в один или несколько теплообменников (или секций теплообменника), действующих в этом температурном диапазоне. Например, на фиг. 3 сжатая фракция G_2 газового потока будет соответствовать потоку 52, проходящему через теплообменники 26 и 27, действующие в температурном диапазоне, более низком, чем теплообменник 29. Как правило, последовательность теплообменников, например изображенная на фиг. 3, содержит три теплообменника, каждый из которых передает тепло в своем температурном диапазоне, которые могут перекрываться. В примере с фиг. 3 теплообменник 29 можно охарактеризовать как работающий в температурном диапазоне R_1 , теплообменник 27 - как работающий в температурном диапазоне R_2 и теплообменник 26 - как работающий в температурном диапазоне R_3 . Как показано, так как теплообменник 29 расположен у горячего края последовательности, а теплообменник 26 - у холодного края последовательности, соотношение температур в последовательности теплообменников будет соответствовать $R_1 > R_2 > R_3$.

Использование аддитивного нагрева, обеспечиваемого компрессионным теплом от сжатой фракции G_1 газового потока, может иметь преимущество, заключающееся в существенном приближении температуры объединенного рециркуляционного газового потока G_C к температуре газового потока G до охлаждения. Например, рециркуляционный газовый поток G_C после прохождения через рекуперативный теп-

лообменник и получения тепла от сжатой газовой фракции G_1 может иметь температуру T_4 , не отличающуюся более чем на 50°C от T_1 . Обычно температура T_4 рециркуляционного газового потока G_C после прохождения через рекуперативный теплообменник будет оставаться ниже T_1 . В данных вариантах осуществления рециркуляционный газовый поток G_C после прохождения через рекуперативный теплообменник и получения тепла от сжатой газовой фракции G_1 может иметь температуру T_4 , которая меньше T_1 не более чем на 50°C .

T_4 можно еще больше сблизить с T_1 путем введения аддитивного тепла от одного или нескольких дополнительных источников. Такой дополнительный источник тепла может включать любое устройство или комбинацию устройств, выполненных с возможностью сообщать потоку нагрев, как здесь описано, достаточный, чтобы газовый поток приобрел нужное количество и качество тепла. В виде не служащего ограничением примера источником дополнительного тепла могут быть один или несколько источников теплоты горения, ядерный источник тепла, геотермальный источник тепла и источник, использующий тепло промышленных отходов. Источник дополнительного тепла может включать теплообменник, тепловой насос, устройство выработки энергии и любую другую комбинацию средств (например, передачу по трубопроводу и т.п.), пригодную для формирования, обеспечения или доставки необходимого тепла.

Способ нагрева рециркуляционного газового потока также может включать одну или несколько стадий. Например, газовый поток G может быть потоком, выходящим из турбины. По существу, давление P_1 газового потока G может быть меньше начального давления P_0 газового потока до его прохождения через турбину. В некоторых вариантах осуществления P_0 может быть в основном аналогично P_4 (например, отличаться не более чем на 10%, на 5% или на 2%). В некоторых вариантах осуществления рециркуляционный газовый поток G_C может проходить стадию перегрева после выхода с горячего края теплообменника (то есть после повторного нагрева в теплообменнике и получения дополнительного компрессионного тепла от G_2). Например, рециркуляционный газовый поток G_C может нагреваться теплом горения, солнечной энергией, теплом от ядерного источника, геотермальным теплом, теплом от промышленных отходов или теплом от любой их комбинации. В некоторых вариантах осуществления рециркуляционный газовый поток G_C может быть, таким образом, нагрет и пропущен через турбину для расширения и выработки энергии. Вышедший из турбины поток затем можно снова считать газовым потоком G .

Многие модификации и другие варианты осуществления раскрытой сущности настоящего изобретения могут придти на ум специалисту в данной области, которому приведенная сущность изобретения предоставляет преимущество, заключающееся в идеях, заложенных в вышеприведенное описание и сопровождающие чертежи. Поэтому должно быть понятно, что настоящее изобретение не ограничено конкретными приведенными частными вариантами и модификациями, и в объем изобретения, определяемый приложенной формулой изобретения, должны быть включены другие варианты выполнения. Хотя в данном описании использованы специфические термины, они используются исключительно в общепринятом и описательном смысле, а не в целях внесения ограничений.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Способ нагрева рециркуляционного газового потока, в котором пропускают нагретый выхлопной газовый поток через рекуперативный теплообменник для отбора от этого потока тепла и формирования охлажденного газового потока; разделяют охлажденный газовый поток, по меньшей мере, на первую и вторую фракции; сжимают первую фракцию охлажденного газового потока, формируя сжатую первую фракцию газового потока; сжимают вторую фракцию газового потока так, чтобы добавить к ней тепло, формируя сжатую вторую фракцию газового потока; объединяют сжатые первую и вторую фракции газового потока, формируя объединенный рециркуляционный газовый поток; сжимают при прокачке насосом объединенный рециркуляционный газовый поток до давления выше, чем давление сжатой первой фракции газового потока и чем давление сжатой второй фракции газового потока, причем объединенный рециркуляционный газовый поток нагревают, используя тепло, отобранное от нагретого выхлопного газового потока, и тепло, добавленное ко второй фракции газового потока.
2. Способ по п.1, в котором добавляют тепло ко второй фракции газового потока так, что температура сжатой второй фракции газового потока составляет от приблизительно 100°C до приблизительно 400°C .
3. Способ по п.1, в котором сжимают при прокачке насосом объединенный рециркуляционный газовый поток до давления от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).
4. Способ по п.1, в котором вторую фракцию газового потока сжимают посредством многоступенчатой компрессии без промежуточного охлаждения.
5. Способ по п.1, в котором отбирают тепло, добавленное ко второй фракции газового потока, и

обеспечивают этим теплом объединенный рециркуляционный газовый поток после упомянутой прокачки насосом.

6. Способ по п.1, в котором рекуперативный теплообменник содержит по меньшей мере два теплообменника или меньшей мере две теплообменные секции, установленные последовательно.

7. Способ по п.1, дополнительно включающий добавление тепла к объединенному рециркуляционному газовому потоку после упомянутой прокачки насосом, причем добавленное тепло получают от блока разделения воздуха и/или от газовой турбины.

8. Способ по п.1, в котором после нагрева объединенного рециркуляционного газового потока с использованием тепла, отобранного от нагретого выхлопного газового потока, и тепла, добавленного ко второй фракции газового потока, далее направляют объединенный рециркуляционный газовый поток в камеру сгорания, в которой сжигают топливо с кислородом, формируя поток продуктов горения.

9. Способ выработки энергии, в котором осуществляют расширение сжатого, содержащего CO_2 потока через турбину, обеспечивая расширение содержащего CO_2 потока, выработку энергии и формирование выхлопного потока турбины; отбирают тепло от выхлопного потока турбины;

разделяют выхлопной поток турбины, формируя первую часть выхлопа турбины и вторую часть выхлопа турбины;

сжимают первую часть выхлопа турбины, формируя основной рециркуляционный поток CO_2 ;

сжимают вторую часть выхлопа турбины, добавляя к ней тепло и формируя вторичный рециркуляционный поток CO_2 ;

объединяют основной рециркуляционный поток CO_2 и вторичный рециркуляционный поток CO_2 , формируя объединенный рециркуляционный поток CO_2 ; и

сжимают объединенный рециркуляционный поток CO_2 так, что по меньшей мере его часть пригодна для использования в качестве сжатого, содержащего CO_2 потока, который расширяют, пропуская через турбину,

причем объединенный рециркуляционный поток CO_2 нагревают, используя тепло, отобранное от выхлопного потока турбины, и тепло, добавленное ко второй части выхлопа турбины.

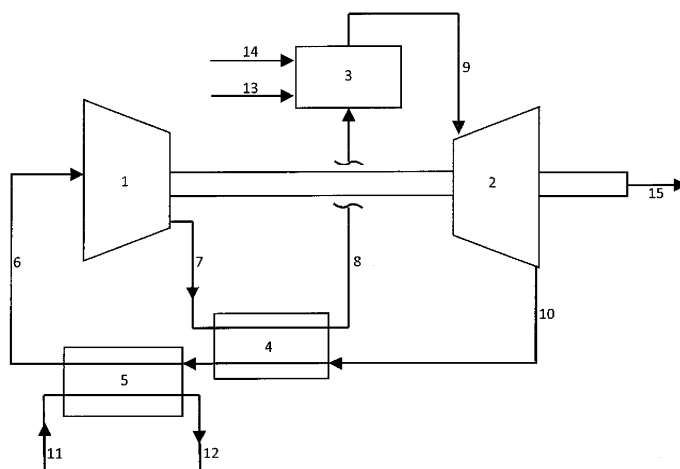
10. Способ по п.9, в котором содержащий CO_2 поток имеет температуру от приблизительно 500°C до приблизительно 1700°C и давление от приблизительно 100 бар (10 МПа) до приблизительно 500 бар (50 МПа).

11. Способ по п.9, в котором отношение давлений на турбине составляет от приблизительно 5 до приблизительно 12.

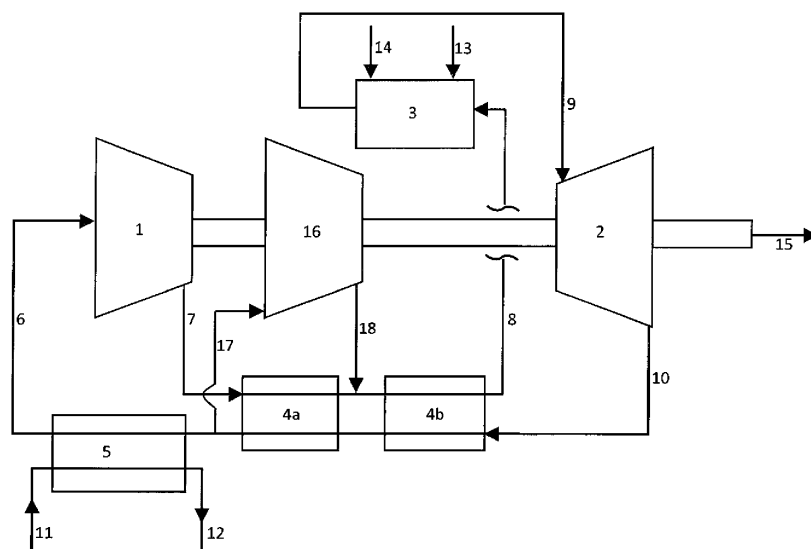
12. Способ по п.9, в котором отбирают тепло от выхлопного потока турбины в рекуперативном теплообменнике.

13. Способ по п.9, в котором добавляют тепло ко второй части выхлопа турбины так, что температура вторичного рециркуляционного потока CO_2 составляет от приблизительно 100°C до приблизительно 400°C .

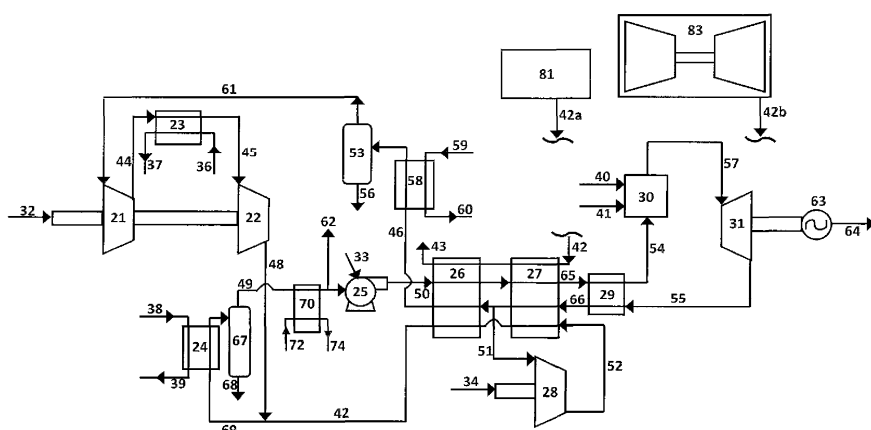
14. Способ по п.9, в котором вторую часть выхлопа турбины сжимают посредством многоступенчатой компрессии без промежуточного охлаждения.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

