

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 2999

(13) U

(46) 2006.08.30

(51)⁷ F 01D 25/00

(54)

ВЫХЛОПНОЙ ПАТРУБОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

(21) Номер заявки: u 20060107

(22) 2006.02.21

(71) Заявитель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

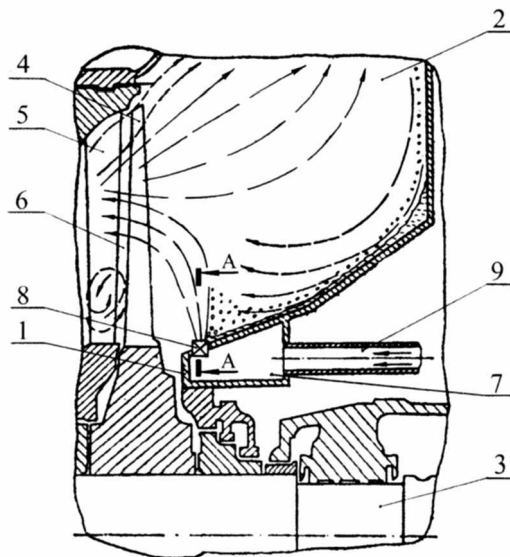
(72) Авторы: Тимошпольский Владимир Исаакович; Ткачев Сергей Павлович; Кащеев Владимир Петрович; Хаимов Вячеслав Аркадьевич; Полетаев Эдуард Иванович; Воронов Евгений Олегович; Михадюк Михаил Иванович; Сорокин Владимир Николаевич; Хлебцевич Всеволод Алексеевич (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(57)

1. Выхлопной патрубков паровой турбины, включающий коническую стенку, расположенную за лопатками, коллектор, прикрепленный к конической стенке, снабженный кольцевой щелью для выхода пара в проточную часть, направляющий аппарат, размещенный на выходе из кольцевой щели, отличающийся тем, что направляющий аппарат выполнен из множества профильных пластинчатых лопаток, изогнутых в направлении вращения лопаток и размещенных между плоскими бандажами.

2. Выхлопной патрубков паровой турбины по п. 1, отличающийся тем, что угол изгиба пластин составляет 80-85°.



Фиг. 1

ВУ 2999 U 2006.08.30

ВУ 2999 U 2006.08.30

3. Выхлопной патрубков паровой турбины по п. 1, отличающийся тем, что выходные кромки профильных пластинчатых лопаток выполнены заостренными и установлены между плоскими бандажами.

(56)

1. А.с. СССР 188990, 1966 г.; 465482, 1975 г.; 1036939, 1983 г., МПК F 01D 25/08.

2. А.с. СССР 877090, МПК F 01D 25/08.

3. А.с. СССР 1041712, МПК F 01D 25/12 (прототип).

Полезная модель относится к энергетике, к тепловым и атомным электрическим станциям, а именно к их паровым турбинам, в частности к улучшению работы цилиндров низкого давления (ЦНД).

При работе паровых турбин с малыми расходами пара через часть низкого давления (режим холостого хода, большие теплофикационные нагрузки, режим пуска) в выхлопной части возникают обратные потоки пароводяной смеси из конденсатора. Рабочие лопатки, прежде всего последних ступеней, работают в вентиляторном режиме, что приводит к повышению температуры пара и перегреву самих лопаток и корпусных элементов ЦНД. Перегрев лопаток может привести к повреждению их стеллитовой защиты, к короблению корпусных элементов и увеличению вибрации. Взаимодействуя с лопатками, капли воды обратного потока вызывают их эрозионные повреждения. Это сокращает срок их службы и может привести к аварийным ситуациям.

Известна паровая турбина с отбором пара, в которой для охлаждения ступеней низкого давления вводят увлажненный пар между ступенями. Устройство охлаждения включает сопла, трубопровод охлаждающего пара, две ступени увлажнения, сепаратор неиспарившегося конденсата между ними [1].

Устройство обеспечивает охлаждение ступеней турбины до допустимых значений при расчетных значениях напора.

Недостатками данного устройства являются:

конструкционная сложность, поскольку дискретное регулирование расхода пара требует тем большего количества сопел и запорной арматуры, чем плавнее нужно регулировать расход;

низкая эксплуатационная надежность из-за большого количества механических приводов запорной арматуры;

снижение маневренности турбины при переходе на режим с охлаждением;

высокий расход пара (около 2 % от номинального расхода через турбину).

Известен выхлопной патрубок паровой турбины, включающий коническую стенку, расположенную за лопатками, коллектор, прикрепленный к конической стенке и снабженный кольцевой щелью для выхода пара в проточную часть выхлопного патрубка [2].

Известное устройство конструктивно существенно проще и не снижает маневренности турбины.

Недостатками устройства являются:

высокий расход охлаждающего пара;

при надежном охлаждении выхлопных патрубков недостаточно эффективно охлаждение лопаток последней ступени ЦНД.

Наиболее близкой по технической сущности к предлагаемому техническому решению (прототип) является система заградительного охлаждения цилиндра низкого давления паровой турбины, в которой выхлопной патрубок паровой турбины включает коническую стенку, расположенную за лопатками, коллектор, прикрепленный к конической стенке, снабженный двумя кольцевыми щелями для выхода охлаждающего пара в проточную

часть и перегородкой, разделяющей коллектор на секции, причем кольцевая щель секции, расположенной ближе к лопаткам, снабжена направляющим аппаратом [3].

В данном устройстве, с целью снижения попадания капель жидкости на лопатки последней ступени, выполнены две кольцевые щели для выхода пара и в одной из щелей установлен направляющий аппарат, увеличивающий скорость истечения пара и изменяющий угол выхода пара относительно направления выхода пара из щели.

Недостатком прототипа является:

высокий расход охлаждающего пара (удвоенный даже по сравнению с [2]) в связи с наличием двух щелей.

В основу полезной модели поставлена задача создания выхлопного патрубка паровой турбины, который обеспечил бы защиту лопаток последней ступени от попадания крупных капель влаги из конденсатора и охлаждение лопаток последних ступеней при относительно невысоких расходах охлаждающего пара (устройство заградительного охлаждения).

Поставленная задача решается тем, что в выхлопном патрубке паровой турбины, включающем коническую стенку, расположенную за лопатками, коллектор, прикрепленный к конической стенке, снабженный кольцевой щелью для выхода пара в проточную часть, направляющий аппарат, размещенный на выходе из кольцевой щели, согласно полезной модели, направляющий аппарат выполнен из множества профильных пластинчатых лопаток, изогнутых в направлении вращения лопаток и размещенных между плоскими бандажами:

в оптимальном варианте конструкции выхлопного патрубка выходные кромки профильных пластинчатых лопаток выполнены заостренными;

в конструкции выхлопного патрубка угол изгиба профильных пластинчатых лопаток может достигать 80-85°.

Описанное устройство позволяет создать сплошные закрученные струи охлаждающего пара, перекрывающие доступ крупных капель (более 10 мкм) к лопаткам последних ступеней, т.е. организовать безэрозионную эксплуатацию, и обеспечить требуемый уровень охлаждения последних ступеней.

Техническая сущность полезной модели.

Устройства защиты лопаток последних ступеней от крупных капель влаги, поступающей из конденсатора, описанные в [2] и [3], принципиально не могут обеспечить защиту на длительное время работы. В природе существует явление, названное гидромеханической неустойчивостью течения капельной жидкости сквозь газовый поток.

Явление неустойчивости в данном устройстве проявляется в том, что какой бы расход пара через кольцевую щель не задавали, жидкость спустя какое-то время преграду преодолет. Натекание жидкости на щель по окружности неравномерно хотя бы из-за различной шероховатости стенки. Если в каком-то месте вдоль кольцевой струи жидкости поступило чуть больше, то сопротивление выходящему потоку пара в этом месте чуть увеличится. Из-за постоянного давления внутри кольцевого коллектора расход пара в данном месте чуть упадет. Произойдет перераспределение "лишнего" пара по остальной части щели. А раз произошло снижение расхода пара, то снизилось сопротивление потоку жидкости сквозь пар в этом месте. Количество жидкости еще увеличилось, а пара снизилось. Постепенно жидкость пробивает себе каналы через слой пара. То же произойдет со второй щелью и так далее. Поэтому авторы [3] были вынуждены в одной кольцевой щели установить направляющий аппарат с патрубками для выхода пара.

Установка направляющего аппарата снизила проходное сечение для выхода пара и, соответственно, увеличила сопротивление выходу. Устойчивость течения пара увеличилась, но при этом образовались межструйные каналы, через которые часть жидкости, прошедшей через первую кольцевую щель, сможет проходить к лопаткам последней ступени, вызывая эрозию лопаток.

BY 2999 U 2006.08.30

Полезная модель поясняется чертежом и описанием конкретного, но не ограничивающего настоящей полезной модели, варианта выполнения и прилагаемым чертежом.

На фиг. 1 изображено устройство, реализующее полезную модель (продольный разрез).

На фиг. 2 показано поперечное сечение по А-А по фиг. 1 направляющего аппарата выхлопного патрубка паровой турбины.

Устройство заградительного охлаждения 1 расположено в выхлопном патрубке 2 цилиндра низкого давления. ЦНД имеет вал 3, рабочие 4, неподвижные 5 лопатки, межлопаточное пространство 6. Устройство 1 заградительного охлаждения включает кольцевую камеру 7 с направляющим аппаратом 8, паропроводы 9 для подачи пара. В направляющем аппарате 8 находятся профильные лопатки 10, расположенные под определенным углом α . Торцевые стенки 11 направляющего аппарата 8 и профильные лопатки 10 образуют требуемую форму паропроводящего канала 12 для придания пару заданных скорости и направления.

Направляющий аппарат 8 выполнен из множества профильных пластинчатых лопаток 10, изогнутых в направлении вращения лопаток 10 и размещенных между плоскими бандажами 13.

В оптимальном варианте конструкции выхлопного патрубка 2 выходные кромки 14 лопаток 10 выполнены заостренными для исключения завихрений потока пара.

В конструкции выхлопного патрубка 2 экспериментально выявленный угол α изгиба лопаток 10 может достигать 80-85°.

Для решения задачи надежной защиты последних ступеней ЦНД от попадания влаги с помощью кольцевой струи при существовании гидромеханической неустойчивости необходимо одновременное выполнение нескольких условий:

струя должна быть сплошной, но состоять из множества дискретных частей;

сопротивление каждого дискретного участка должно быть относительно высоким (порядка 1 кПа);

струя должна быть закручена;

закрученная струя должна иметь высокую кинетическую энергию, достаточную для дробления жидкости, поступающей из конденсатора, до размеров порядка 10 мкм.

Проведенные многочисленные экспериментальные исследования проточной части серийных мощных паровых турбин и рабочих участков на газодинамических стендах показали, что все эти требования обеспечиваются при выполнении направляющего аппарата из множества изогнутых пластин. В оптимальных вариантах:

острые кромки профильных пластинчатых лопаток обеспечивают максимальную устойчивость и, соответственно, дальнобойность струи;

угол изгиба 80-85° профильных пластинчатых лопаток обеспечивает максимальную кинетическую энергию вращающейся струи пара и, соответственно, минимальный расход охлаждающего пара. При запредельных значениях угла α изгиба лопаток 10 менее 80° наблюдается снижение окружной составляющей кинетической энергии потока пара. Угол изгиба лопаток 10 более 85° конструктивно и экономически нетехнологичен и не вносит существенного прироста окружной составляющей кинетической энергии потока пара.

Устройство работает следующим образом.

Заградительный пар, выходя из направляющего аппарата 8, дробит капельную и пленочную влагу обратного потока из конденсатора, натекающую на направляющий аппарат 8. Образуется мелкодисперсная пароводяная смесь. Создаваемая паром из направляющего аппарата 8 вращающаяся кольцевая струя препятствует проникновению к корневой части рабочего колеса обратного потока из конденсатора.

В средней (по радиусу) части рабочего колеса образованная мелкодисперсная пароводяная смесь поступает в проточную часть ЦНД через межлопаточное пространство б, охлаждая его элементы. Под действием вентиляторного эффекта пар проходит через

ВУ 2999 U 2006.08.30

периферийную часть ЦНД и направляется через выхлопной патрубок 2, охлаждая его, в конденсатор.

Пример

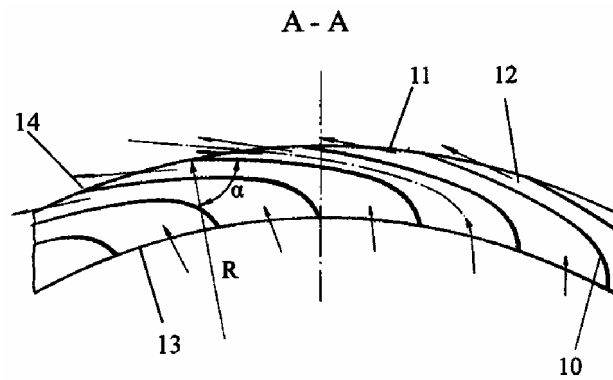
На Минской ТЭЦ-4 на энергоблоке № 5 во время планового капитального ремонта в 2000 г. был смонтирован выхлопной патрубок системы заградительного охлаждения, подобный вышеописанному, но с более простым направляющим аппаратом, имеющим закрученные лопатки, выполненные согласно предлагаемому техническому решению. Для контроля за поведением системы заградительного охлаждения в дополнение к существующим стандартным были разработаны специальный комплект приборов, измерительной оснастки и систем контроля для измерения основных параметров двухфазных потоков и эрозионного износа входных и выходных кромок лопаток.

Выхлопной патрубок опробован на режимах пуска, на холостом ходу, на теплофикационных режимах при одно- и двухступенчатом подогревах сетевой воды в период 2001-2002 годов.

Как показали эксперименты, включение выхлопного патрубка сопровождалось возникновением за рабочими лопатками вблизи выхода из направляющего аппарата обширной сверхкритической кольцевой струи, насыщенной мельчайшими (в виде тумана) каплями воды, поступающей из пароохладителя в кольцевую камеру системы заграждения. Согласно визуальному контролю и видеосъемке, кольцевая струя двигалась в корневой зоне колеса без контакта с лопатками, предотвращая доступ к ним обратных потоков. В средней по высоте лопаток части наблюдался контакт лопаток с кольцевой струей и проникновение охлаждающего потока в межлопаточные каналы колеса. Благодаря этому температура перед рабочими лопатками снизилась более чем на 200 °С (с 259 до 45 °С), а за ними - от 165 °С до 45 °С.

Наблюдение за работой выхлопного патрубка системы заградительного охлаждения в течение года показало, что эта система, наряду с предотвращением эрозионных повреждений выходных кромок, снижает до минимума динамические напряжения в рабочих лопатках, эффективно охлаждает проточную и выхлопную части ЦНД, улучшает общую вибрационную картину турбоагрегата, повышает экономичность теплофикационных режимов турбины за счет сокращения вынужденных ранее расходов пара в конденсатор. Так, при давлении в нижнем отборе 0,06 МПа и положении поворотных диафрагм 40 мм обычно расход пара через ЦНД составляет 47,0 т/ч. При включении выхлопного патрубка системы заградительного охлаждения поворотные диафрагмы могут быть полностью закрыты и протечки через них составят 3,7 т/ч, расход пара в систему охлаждения - около 6,4 т/ч. Общий расход пара через ЦНД составит 10,1 т/ч. Таким образом, снижение расхода пара в конденсатор и потери его теплоты в холодном источнике составят, соответственно, 36,9 т/ч и 26 МВт (22,3 Гкал/ч). Это позволяет при средней за отопительный период величине удельного расхода топлива на отпуск тепловой энергии 166,94 кг/Гкал экономить 3,67 т у.т./ч или 13.300,1 т у.т. за отопительный период с ноября по март включительно при работе по тепловому графику. При стоимости 1 т у.т. в 50 долларов это составляет 665 тыс. долларов в год. Затраты на изготовление, установку, монтаж и наладку разработанной нами системы окупилась менее чем за один месяц работы (из 5-ти месяцев отопительного периода).

На Минской ТЭЦ-4 после успешной эксплуатации одного устройства подобные были установлены на всех подобных энергоблоках с турбинами Т-250/300-240.



Фиг. 2