

УДК 621.166.5

РОТОРНО-ВИНТОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Евгений Михайлович Пузырёв,

д-р техн. наук, профессор, зам. директора по научной работе
ООО «ПроЭнергоМаш-Проект», Россия, 656015, г. Барнаул,
проезд Южный, 17а. E-mail: pem-energo@list.ru

Вадим Алексеевич Голубев,

старший инженер ООО «ПроЭнергоМаш-Проект», Россия, 656015,
г. Барнаул, проезд Южный, 17а. E-mail: wadon@yandex.ru

Михаил Евгеньевич Пузырёв,

старший инженер ООО «ПроЭнергоМаш-Проект», Россия, 656015,
г. Барнаул, проезд Южный, 17а. E-mail: pem.proekt@mail.ru

Актуальность работы обусловлена необходимостью развития установок распределённого производства энергии, использующих местные виды топлива. Причем нужны дополнительные распределенные источники энергии не только в виде тепла, но и электроэнергии. Это важно, например, для отдаленных и северных территорий России, не имеющих централизованного снабжения энергией, а также для объектов нового строительства. Кроме того, распределённая когенерация обеспечивает более эффективное использование энергии сжигания топлива и минимизирует потери передачи энергии.

Цель работы заключается в рассмотрении существующих схем и разработок силовых устройств, используемых для производства электроэнергии. На этой основе выделены новые подходы к созданию двигателей, пригодных для систем дополнительных распределенных источников энергии.

Метод исследования заключается в термодинамическом рассмотрении вариантов силовых циклов. При этом важны конструктивные особенности и кинематические принципы построения двигателя. Степень сжатия, как конструктивная характеристика, здесь имеет определяющее значение. Важную роль играет принцип уравнивания действующих сил в двигателе.

Результаты: Предложен новый класс силовых машин, пригодных для установок распределённого производства энергии, – роторно-винтовых двигателей.

Выводы: Роторно-винтовые двигатели могут использоваться для работы в качестве расширительных машин в цикле Ренкина. Они могут также использоваться в циклах двигателей внутреннего и внешнего сгорания. Эти двигатели имеют высокую степень сжатия. Радиальные и осевые силы, действующие в двигателях, работающих по предложенным схемам, взаимно уравниваются.

Ключевые слова:

Распределённое производство энергии, пар, паровой двигатель, турбина, компрессор, когенерация, цикл Ренкина.

В настоящее время в России, особенно при строительстве новых объектов, широко используется индивидуальное теплоснабжение. Индивидуальные котельные, например котельные крышного типа, производящие исключительно тепловую энергию для нужд населенного пункта, предприятия, квартала, даже в городах с развитыми тепловыми сетями оказались гораздо выгоднее и комфортнее, чем услуги центрального теплоснабжения от городских ТЭЦ.

Промышленно развитые страны сейчас вводят заметную часть электроэнергии с её выработкой не централизованно на больших электростанциях, а с использованием распределенного производства энергии. Концепция распределенных энергетических ресурсов подразумевает наличие множества потребителей, которые производят тепловую и электрическую энергию для собственных нужд, направляя их излишки в общую сеть. Такой подход ведет к уменьшению числа и протяженности линий электропередач и теплотрасс, которые необходимо построить, снижению потерь энергии при транспортировке из-за максимального приближения к потребителям вплоть до расположения их в одном здании.

Типичное распределенное производство электроэнергии характеризуется низкими затратами на обслуживание, слабым загрязнением окружающей среды и высокой эффективностью. В прошлом для этого требовались опытные операторы, но в настоящее время благодаря автоматизации, использованию чистых источников энергии, таких как природный газ, размер экономически эффективных энергоустановок уменьшился. Особенно эффективны когенерационные установки малой и средней мощности, позволяющие полезно использовать до 80 % энергии от теплоты сгорания топлива. Так, установки на базе микротурбин Капстоун производят электроэнергию ценой в 2,0–2,5 рубля за кВт·ч и дополнительно выдают бесплатные 1,5 кВт·ч тепла. Электрический КПД микротурбин достигает 32 %, а расход природного газа составляет 0,30–0,65 куб. м на один произведенный кВт·ч электричества.

Применение подобных установок приводит к значительной экономии топлива и финансов на производство энергии в США, по оценкам специалистов фирмы Капстоун, до 40 % [1]. Помимо микротурбин фирмами США, Италии, Германии и других стран предлагается большое количество жидкото-

плавных и газовых когенерационных установок на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1].

В России огромные размеры страны при низкой плотности населения делают экономически невыгодной транспортировку электроэнергии конечным потребителям. Внедрение систем с распределенной генерацией в скором будущем станет просто необходимым. Рост экономики и, следовательно, рост числа потребителей электрической энергии делают принципиально невозможным удовлетворение энергетических нужд исключительно за счет централизованных источников.

Постоянно возрастающая стоимость топлива и электроэнергии, ужесточение экологических требований и повышение штрафных санкций к электрогенерирующим компаниям делают широкое внедрение энергосистем с распределенной генерацией еще более привлекательным.

Учитывая вышеизложенные аргументы, потенциал распределенной энергетики в Российской Федерации оценивается как очень высокий. Предполагается, что в ближайшие 10 лет объекты распределенной генерации обеспечат суммарную мощность в пределах 20–40 тысяч МВт. Прогнозируется [2], что в значительной мере распределенная энергетика будет паровой, так как в России имеется огромное количество местных котельных с теплотрассами, электрическими сетями и другой дорогостоящей инфраструктурой. При этом вне зависимости от наличия современных разработок [1] предлагается использовать [3, 4] в двигателях паропоршневые технологии.

В Алтайском государственном техническом университете значительное внимание уделяется разработке различных новых типов двигателей [5, 6], в том числе паровых, которые представляют значительный интерес для промышленной энергетики в связи с постоянным удорожанием энергии, прежде всего электрической.

По принципу действия паровые двигатели менее сложны, чем ДВС, это более простые расширительные машины или, по сути, – это обращенные компрессоры, которые не менее чем ДВС распространены, но более разнообразны по принципу действия.

Ранее «в век пара» паровые двигатели также имели большое разнообразие и применялись на паровозах, пароходах, паровых автомобилях и в проектах даже на самолетах. Однако на сегодня наиболее распространены в электро- и силовой энергетике паровые турбины, используемые преимущественно для привода турбогенераторов электростанций и, иногда, силовых приводов насосов и тягодутьевых машин, работающих на ТЭЦ [2, 7]. Паровые турбины, вытеснив другие типы двигателей, с другой стороны, оказались практически невос требованными, прежде всего из-за дороговизны и низкой маневренности в малой и локальной энергетике, где типично применяются дизельные электростанции (ДЭС) и поршневые мини-ТЭЦ на природном газе.

Паропоршневые двигатели на сегодня продолжают производиться в ограниченных количествах, например, немецкой фирмой Spilling или, как предложено [2–4], используются путем переделки современных типовых поршневых ДВС. При этом их показатели термодинамической эффективности не ниже, чем у паровых турбин с противодавлением [2]. Однако, в отличие от западных стран и даже, например, Украины, в России практическое применение распределенной энергетики во многом сдерживается законодательным закреплением монополизма больших генерирующих компаний.

В качестве недостатков поршневых машин следует отметить, *во-первых*, удары и неуравновешенность действующих сил, наличие мертвых точек и необходимость применения смазочных материалов, которые попадают в рабочее тело – воду, создавая проблемы в котле. *Во-вторых*, собственно рабочий объем занимает незначительную долю в ДВС, 15...25 %, в отличие от турбин.

Рассматривая историческое развитие двигателя и компрессоростроения применительно к вопросу о паровых машинах при выборе аналогов, следует отдать предпочтение последнему, как более успешному. Так, на сегодня наиболее распространенными являются не поршневые, а винтовые компрессоры. Согласно [8] возможно их применение и в качестве паровой расширительной машины. Практика внедрения, однако, показала здесь наличие типичных недостатков двухвинтовых роторных машин [9]:

- низкая производительность или мощность единичной установки из-за участия в работе только одного из шести каналов;
- сложность конструкции, в том числе из-за требования высокой точности изготовления плотно установленных, взаимно контактирующих, вращающихся элементов и системы компенсации осевых усилий;
- низкая надежность из-за больших некомпенсированных осевых и радиальных усилий роторов.

Из последних, наиболее эффективных, выделим одновинтовой компрессор [10], конструкция которого, благодаря простоте, надежности и другим преимуществам, получает всё большее распространение [11, 12]. Этот тип компрессоров производится компаниями DAIKIN, VILTER и другими. Одновинтовой компрессор, как любой другой оппозитный агрегат, отличается полной уравновешенностью радиальных нагрузок, что положительно влияет на долгосрочную службу подшипников, а также компактностью, низким уровнем шума и простотой в эксплуатации.

Именно рассматриваемый механизм (рис. 1) с соответствующими усовершенствованиями [13] предлагается использовать в качестве роторно-винтового двигателя – расширительной машины для цикла Ренкина, а также в двигателях внешнего и внутреннего сгорания, в паровых и пневматических приводах и компрессорах.

При рассмотрении паросилового цикла Ренкина с использованием роторно-винтового двигателя [13] учитываются известные термодинамические оценки и исследования эффективности цикла [7, 14], в том числе приведенные на рис. 2.



Рис. 1. Ротор одновинтового компрессора с глобоидальным профилем и заслонками

Как и в паровой турбине, здесь в условиях, близких к адиабатическим ($S=\text{const}$, постоянная энтропия), срабатывает энергия рабочего тела (пара), равная разнице энтальпий $H_0=i_0-i_k$ кДж/кг в начальном i_0 и конечном i_k состояниях. На рис. 2 показано, что рост начальных параметров пара P_0 и T_0 за счет его перегрева, подъем T_0 , позволяет значительно увеличить «заряд» энергии пара H_0 в сравнении с состоянием насыщения.

Повышение давления P_0 воздействует на H_0 неоднозначно, кривые имеют максимум (рис. 2, а). При этом максимум H_0 по мере роста начального давления P_0 смещается в сторону большего давления.

С другой стороны, более важной характеристикой является не «заряд» энергии, а H_0 эффективность превращения этой энергии пара, т. е. доля располагаемой энергии, переходящая в полезную работу – η , термодинамический КПД цикла (рис. 2, б). И здесь видно, что рост начальных параметров пара P_0 и T_0 однозначно увеличивает, поэтому в энергетике эти приемы используются одновременно, их потолок ограничивается только прочностью и стойкостью труб пароперегревателя котла.

Рассматриваемые роторно-винтовые двигатели хотя и имеют вращающийся ротор, по принципу действия (рис. 1) они ближе к поршневым машинам, чем к применяемым в электроэнергетике паровым турбинам, потому что здесь, подобно паропоршневым машинам, важную роль играет удержание пара в расширяющемся рабочем объеме за счет уплотнения зазоров между ротором, корпусом и заслонками. И наличие влаги в паре, в отличие от паровых турбин, здесь сказывается благоприятно, вода уплотняет зазоры и одновременно является смазкой.

Эту особенность работы предлагаемой конструкции нужно учитывать при выборе параметров и оценке термического КПД цикла. Первона-

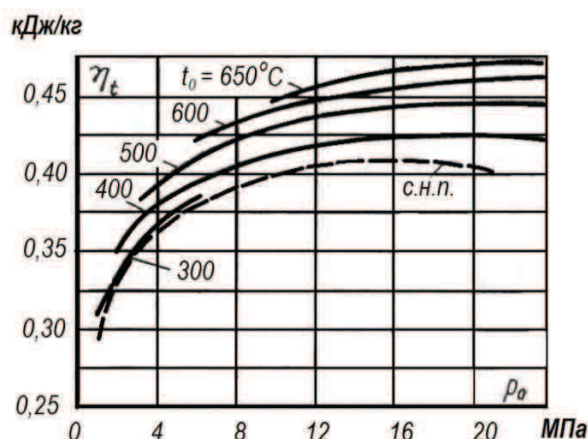
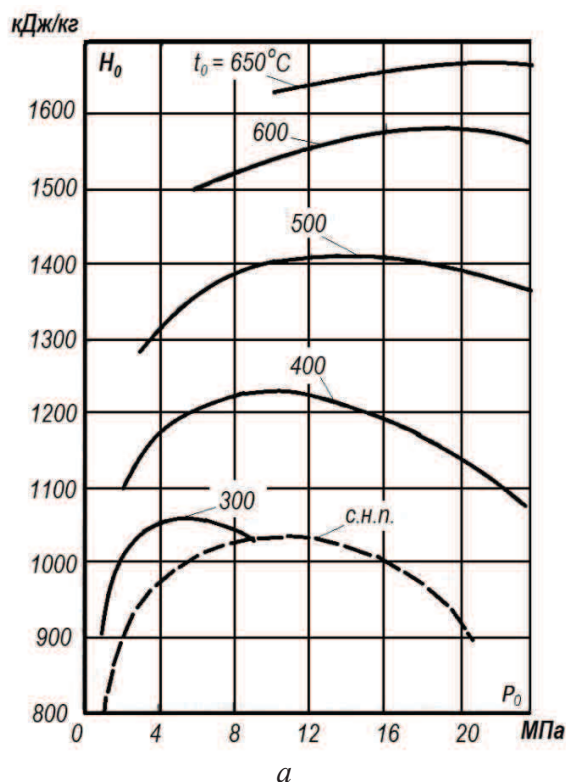


Рис. 2. Влияние начальных параметров пара на: а) располагаемый теплоперепад H_0 ; б) КПД идеального цикла парового двигателя [14]: с.н.п. – сухой насыщенный пар, $P_k=4$ кПа

чально мы рассматриваем использование предлагаемой разработки для промышленной энергетики, где параметры пара, давление и температура типично ограничены категорией $P_0=4$ МПа, $T_0=440$ °С и широким применением насыщенного пара с давлением до 4,0 МПа.

При этом ($P_0=4$ МПа, $T_0=440$ °С) как следует из рис. 2, б, термодинамический КПД цикла η_t весьма значительный, до $\eta_t=38$ % в сравнении с предельным для электроэнергетики – $\eta_{tmax}=47,5$ %. Переход к использованию насыщенного пара $P_0=4$ МПа, $T_0=250$ °С хотя и заметно уменьшает H_0 , с 1240 до 980 кДж/кг (рис. 2, а), но несущественно снижает термодинамический КПД, всего на 1,5 %, до $\eta_t=36,5$ %. Характерно, что при переходе к насыщенному пару его удельный объем снижается в 1,577 раз, и соответственно увеличивается мощность при неизменной проточной части двигателя.

Таким образом, на основе сравнительного и термодинамического анализа предлагается применять роторно-винтовые расширительные машины, которые на насыщенном или слабо перегретом паре будут достаточно эффективны при их простом устройстве, ценовой доступности и могут получить широкое распространение.

Паровые двигатели предполагается выполнять стационарными с приводимой мощностью в десятки и сотни киловатт. Эти двигатели могут использоваться и для когенерации. Срабатывание пара до температуры $T_k=95-115$ °С, характерной для неподнадзорной теплоэнергетики, позволит полностью использовать выход паровой машины для несения отопительной нагрузки и повысить полный КПД использования топлива на мини-ТЭЦ до 80...85 %.

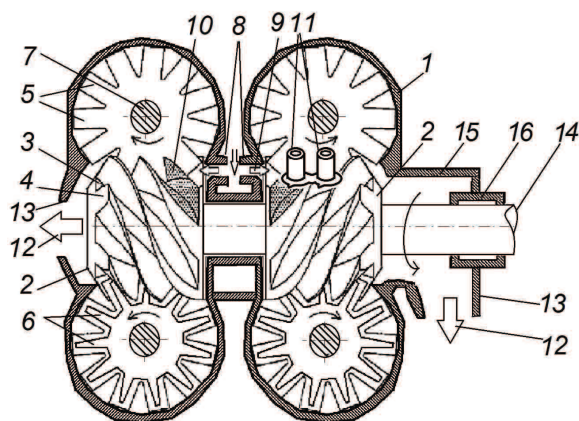


Рис. 3. Вариант расширительной роторно-винтовой машины

Профилирование проточной части должно обеспечить, как и в паро-поршневых машинах, минимальные протечки пара и потери энергии, которые на данной стадии разработки трудно оценить. Усовершенствование прототипа [9] также направлено на увеличение пропускной способности и степени сжатия: установка на валу попарно двух и более ступеней, профилирование рабочих каналов,

увеличение числа заслонок (замыкателей), применение промежуточного отбора пара и другое. Например, выполнение роторно-винтового двигателя из установленных на валу попарно ступеней позволяет при прочих равных условиях увеличить в два, четыре и более раз мощность, а последовательная установка пар ступеней – увеличить степень расширения. Один из вариантов схемы предлагаемой паровой роторно-винтовой машины показан на рис. 3.

Роторная машина в варианте расширительной машины (рис. 3) включает пару рабочих ступеней, правую и левую, установленных встречно (зеркально) с расположением зоны высокого давления в середине между ними, и этим обеспечивается взаимная компенсация осевых усилий и увеличение в два раза мощности установки. Каждая ступень содержит установленный в корпусе – 1 ротор – 2, имеющий винтовые многозаходные рабочие каналы – 3, образованные винтовыми перегородками – 4. Причем направления наливов перегородок – 4 в этих зеркально установленных ступенях выполняются противоположными. Каналы – 3 плотно перекрыты корпусом – 1 и заслонками – 5, закрепленными на звездочках – 6 с валами – 7 зеркально симметрично по отношению к ротору – 2.

Перед каждой заслонкой – 5 в зоне её входа в рабочий канал – 3 в корпусе – 1 с обеих сторон от роторов – 2 установлены патрубки – 8 сжатого рабочего тела, служащие для его подвода (показано стрелкой – 9). Штриховкой показан текущий объем – 10 канала – 3 в процессе расширения рабочего тела. В корпусе – 1 так же симметрично установлены патрубки – 11 промежуточного отбора рабочего тела, а стрелкой – 12 показан его выход в патрубки – 13. Роторы – 2 закреплены на валу – 14. Вал служит для отбора мощности и выводится из расширительной машины – 15 через уплотнение – 16 простейшего типа, возможно с двух сторон. И так как давление в выходе близко к атмосферному, конструкция торцевых уплотнений и машины в целом упрощается.

Естественно, что роторная машина (рис. 4) может быть компрессором: вал – 14 подключается к двигателю со сменой направления вращения вала – 14 и заслонок – 5, патрубки – 13 соединены с атмосферой, а патрубки – 8 сжатого воздуха к ресиверу.

Предлагаемая роторно-винтовая машина может применяться в силовых циклах. В цикле, подобном газовой турбине (рис. 4), с подключением ступени сжатия к ступени расширения через камеру сгорания, или в циклах ДВС с установкой в корпусе ступеней расширения за подводящими патрубками в зонах высокого давления пар свечей и/или топливных форсунок. Применима она и в замкнутых циклах двигателей внешнего сгорания и других с контуром циркуляции рабочего тела. Здесь также используются пары рабочих ступеней, но направления наливов рабочих каналов – 3 пар ступеней одинаковые. В роторной машине цикла типа газовой

турбины (рис. 4) справа расположена ступень компрессора – 22 с ротором – 2, заслонками – 5, патрубками высокого давления – 8 и всасывающим – 23, а слева ступень расширения – 24 с патрубками высокого давления – 8 и выхлопным – 25. Роторы – 2 ступеней закреплены на валу – 14 с расположением зоны высокого давления между ними, и этим компенсируются осевые усилия. Вал – 14 установлен в подшипнике – 26 на его выходе, так как он установлен на всасе, используется подшипник – 27, причем без уплотнения, что упрощает конструкцию машины. Выхлопной патрубок – 25 ступени расширения – 24 выхлопным газоходом – 28 подключен к регенеративному теплообменнику – 29 и далее к атмосфере, а патрубок высокого давления – 8 компрессора – 22 трактом – 30 подключен последовательно к теплообменнику – 29, камере сгорания – 31 и к паровку высокого давления – 8 ступени расширения – 24.

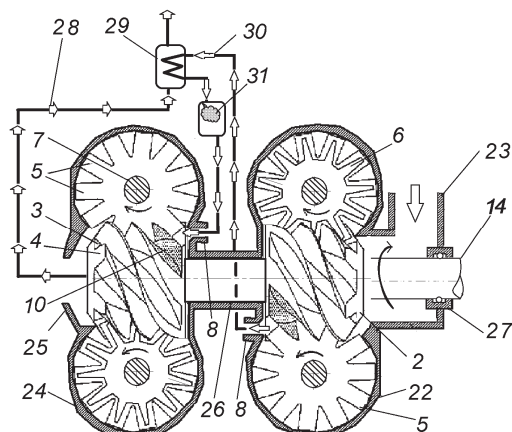


Рис. 4. Вариант применения роторно-винтовой машины в цикле типа газовой турбины

Отметим, что роторная машина для цикла ДВС в варианте без регенерации тепла выхлопа выполняется ещё проще, прямым соединением патрубками высокого давления – 8 ступеней – 22 и 24 с установкой в её корпусе за подводящими патрубками пары свечей и/или топливных форсунок.

Пара ступеней сжатия – 22 и расширения – 24, установленных на общем валу – 14, могут использоваться в замкнутых циклах типа силового цикла двигателя внешнего сгорания (ДВС) и других циклов по схеме на рис. 6. В контур циркуляции рабочего тела входят: ступень сжатия – 22, регенераторы – 32, 33 теплоты выхлопа и промежуточных отборов ступени расширения – 24 с патрубками отбора – 11 и горячий теплообменник – 34, соединенные в общий контур циркуляции трубопроводами – 35. Тепло в горячий теплообменник – 34 подается от подогревателя – 36 по контуру циркуляции – 37.

На рис. 5 показан двухступенчатый паровой двигатель для цикла Ренкина с перегревом пара, используемого на конденсационной ТЭЦ [7, 14]. Здесь пар расширяется в сотни и тысячи раз от давления в сотни атмосфер до глубокого вакуума. Та-

кое срабатывание давления может быть обеспечено последовательным включением всего лишь двух, трех ступеней расширения. Расширительная машина имеет два последовательно включенных блока высокого – 38 и низкого давления – 39, установленных последовательно и подключенных паропроводами – 40 к котлу – 41.

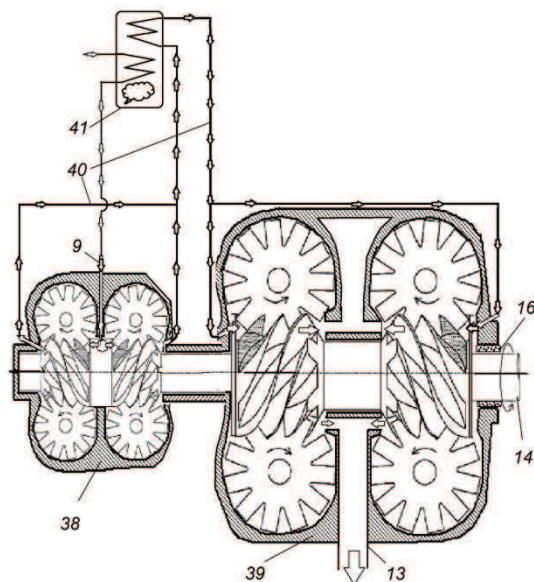


Рис. 5. Вариант применения двухступенчатого двигателя в цикле Ренкина

Перегретый пар высокого давления из котла – 41 по паропроводу – 40 поступает, как показано стрелкой – 9, в блок – 38 высокого давления и здесь расширяется. Далее пар по паропроводам – 40 возвращается в котел – 41, повторно перегревается и по паропроводам – 40 подается в блок – 39 низкого давления. В блоке – 39 низкого давления пар расширяется до глубокого вакуума и по патрубку – 13 низкого давления сбрасывается в паровой конденсатор. После конденсации вода возвращается в котел – 41, испаряется, и цикл повторяется. При работе машины расширения так, как было описано выше, осевые усилия ступеней в блоках взаимно компенсируются. В роторной машине имеется одно уплотнение – 16 вала – 14, по схеме подключения оно установлено в зоне промежуточного давления, и это упрощает его конструкцию.

Рассмотрим вариант реализации двухступенчатой расширительной машины.

Пример 1. Расширительная машина (рис. 5) с последовательным включением двух блоков ступеней со степенью снижения давления в каждом блоке $n=25$ имеет $(P_1/P_2=n^2=625)$ соответственно уменьшение давления в 625 раз. Расширение пара в паровых конденсационных турбинах малой мощности типично осуществляют до давления $P_2=8 \text{ кПа}=0,008 \text{ МПа}$, и соответственно начальное давление пара для такой степени расширения составит $P_1=5 \text{ МПа}$, типичное для турбин малой мощности. Для более мощных паровых турбин расширение осуществляют от большего давления, напри-

мер, $P_1=25,5$ МПа до давления $P_2=0,004$ МПа с отношением давлений $P_1/P_2=6375$. Здесь потребуются два блока со степенью снижения давления $n_2=(6375)^{0,3}\approx 80$, что нереально, или три блока с меньшей степенью сжатия $n_3=(6375)^{0,333}\approx 19$.

Касаясь соотношения геометрических размеров ступеней, оценим, что, например, при степени снижения давления в каждой из двух ступеней $n=25$ будет соответствующее увеличение удельных объемов рабочего тела и проточной части примерно в 25 раз. Характерный линейный размер проточной части второй ступени, например, диаметр ротора соответственно увеличится, как корень третьей степени из 25, то есть в 2,92 раза, примерно так, как приведено на рис. 5. Такое увеличение размеров второй ступени расширения вполне выполнимо и примерно соответствует соотношению размеров для типовых многоступенчатых паровых турбин.

Рассмотрим собственно работу роторно-винтовой машины – 15 расширительного типа (рис. 3). Её действие в различных вариантах применения одинаково. Сжатое рабочее тело, например пар, вводится через подводящие патрубки – 8, как условно показано стрелками – 9, в рабочие каналы – 3 перед заслонками – 5 одновременно в правой и левой ступенях. При дальнейшем повороте вала – 14 и роторов – 2 каналы – 3 перемещаются относительно корпуса – 1 и отключаются от патрубка – 8, а заслонки – 5 входят в каналы – 3 и выделяют в этих замкнутых объемах порцию пара. Пар давит на винтовые перегородки – 4 канала – 3 и заслонку – 5, расширяется в выделенном штриховкой объеме – 10 рабочего канала – 3, совершает перемещение и полезную работу. Кроме того, доля частично расширившегося пара при совмещении объема – 10 с отверстием патрубка – 11 промежуточного отбора может быть отведена для теплофикации и/или регенерации тепла, обеспечивая повышение экономичности цикла. Расширение пара заканчивается с открытием канала – 3 на выхлоп при выходе луча заслонки – 5 из зацепления, причем канал – 3 сразу снова начинает заполняться паром от второго патрубка – 8, и вторая заслонка – 5 выделяет следующую порцию пара. Отрабатывший пар поступает на выхлоп через отводящие патрубки – 13, как показано стрелками – 12. Этот процесс со сдвигом по фазе протекает и в других каналах – 3 и одновременно во второй, симметрично расположенной половине ротора – 2, с передачей работы пара и вращающего момента на вал – 14.

Отметим, что предлагаемая конструкция [13] работоспособна и в высокотемпературных циклах типа газовых турбин и ДВС. Благодаря попарной, встречной установке ступеней при работе компенсируются их осевые усилия. Размещение зоны высокого давления в центре, рис. 3, а зон с более низким давлением по краям, на выхлопе – 12 упрощает конструкцию уплотнения выходов вала – 14 из машины. Действительно, в центре, в зоне подвода высокого давления, уплотнение вала не требуется

благодаря симметричной подаче рабочего тела с обеих сторон в патрубок – 8, а уплотнение – 16, которое препятствует потере отработавшего рабочего тела по вращающемуся валу – 14 расширительной машины – 15, работает в условиях малого избыточного давления и низкой температуры.

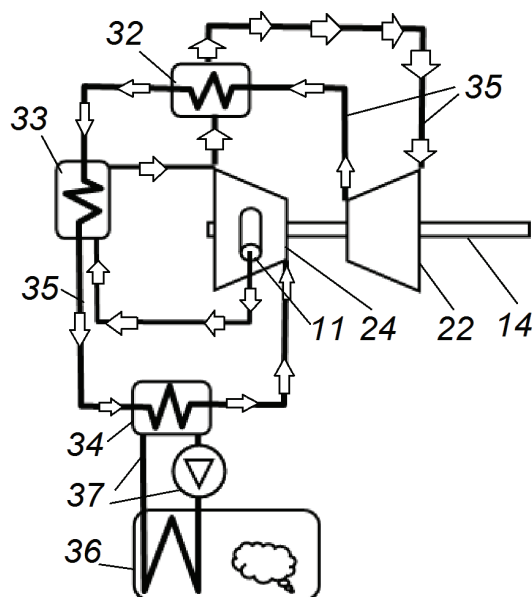


Рис. 6. Вариант применения роторной машины в цикле двигателя внешнего сгорания

Работа роторно-винтовой машины в силовых циклах, например, типа газовой турбины, рис. 4, с подключением ступеней через камеру сгорания – 31 не отличается от описанной выше. Воздух всасывается через патрубок – 23, сжимается в ступени компрессора – 22, далее нагнетается по тракту – 30 в ступень расширения – 24, причем движется по ступеням – 22, 24 в одном направлении на проход. Между ступенями к рабочему телу подводится тепло, причем в процессе, близком к изобарному. Сначала воздух подогревается в регенеративном теплообменнике – 29 теплом выхлопа и/или промежуточных отборов из патрубков – 11 средой, которая подается по газоходу – 28 из выхлопа – 25 и/или из патрубков отбора – 11 расширительной ступени, обеспечивая повышение экономичности цикла. Основное тепло в цикл вводится в камере сгорания – 31 путем сжигания топлива в потоке воздуха, затем продукты сгорания расширяются в ступени – 24 с передачей полученной мощности через вал – 14 на привод компрессора – 22 и электрогенератора.

При работе пары ступеней сжатия – 22 и расширения – 24 (рис. 6), установленных на общем валу – 14 в замкнутых циклах типа газовой холодильной машины, а также силового цикла двигателя внешнего сгорания и других циклов, принцип действия тот же. Рабочее тело входит в ступень сжатия – 22 по трубопроводу – 35, в нем сжимается и поступает в регенераторы – 32, 33. В них рабочее тело подогревается за счет теплоты выхлопа

па и промежуточных отборов, поступающих из патрубков – 11 ступени расширения 24, обеспечивая повышение КПД цикла. Основное тепло подводится в горячем теплообменнике – 34 от внешнего источника, подогревателя – 36 с контуром циркуляции – 37. Затем горячее рабочее тело по трубопроводу – 35 поступает для совершения полезной работы в ступень расширения – 24. Далее рабочее тело после выхлопа из расширительной машины – 24 охлаждается в регенераторе – 32, отдавая тепло, и снова поступает в компрессор – 22, и цикл повторяется. Работа ступеней – 22 и 24, как было описано выше, обеспечивает взаимную компенсацию осевых усилий.

Пример 2. Двигатель с циклом типа газовой турбины (рис. 4) для привода электрогенератора с частотой вращения 50 Гц. Ротор – 2 выполнен с шестью каналами и двумя заслонками, соответственно, за один оборот в работе 12 каналов, и работа каналов осуществляется с частотой 600 Гц. Благодаря уравниваемости радиальных и осевых сил обеспечивается плавный ход и низкий уровень звука. Степень повышения давления не менее, чем в прототипе, свыше 25, $P=25$ МПа.

Компания «ПроЭнергоМаш» проектирует и производит котлы [15], в том числе безбарабанные с различными параметрами пара, газогенераторы [12]. Реконструирует паровые, в том числе энергетические котлы типа БКЗ-75 с параметрами перегретого пара 4 МПа/440 °С, достаточно эффективными для создания мини-ТЭЦ и паропроводных устройств. Оценочно удельный расход пара минимально может составить при термодинамическом КПД цикла $\eta_t=38$ % и преобразовании механической энергии в электричество с эффективностью $\eta_m=90$ % около 4,2 т пара/МВт и менее при использовании регенеративного подогрева питательной воды в цикле.

Котельные и ТЭЦ типично потребляют большое количество электроэнергии на привод циркуляционных насосов тепловых сетей, питательных насосов котлов и их тягодутьевых машин. Электроэнергетическое хозяйство многих ТЭЦ и котельных не защищено от аварийного останова, происходят даже аварии с полным обесточиванием городов и энергосистем при потере электроснабжения собственных нужд ТЭЦ. Поэтому возможность перевода основных потребителей на паровой привод, в том числе с установкой электрогенератора для собственных нужд, позволит не только заметно увеличить отпуск электроэнергии, но и повысит аварийную устойчивость котельных, ТЭЦ и энергосистем в целом.

Для решения проблем обеспечения паром собственных нужд водогрейных котельных «ПроЭнергоМаш» разработаны и производятся малогабаритные паровые котлы (рис. 7) безбарабанной конструкции паропроизводительностью до 35–50 т/ч с рабочим давлением до 4 МПа. Эти малогабаритные котлы конструкции «ПроЭнергоМаш» благодаря

высокоэффективным вихревым топкам «Торнадо» могут использовать широкий круг топлива и отходов, имеющих повсеместно: уголь, торф, древесные отходы, лузгу и другие отходы сельскохозяйственного производства. Они позволяют также создать и транспортабельные установки модульного типа для производства электроэнергии.

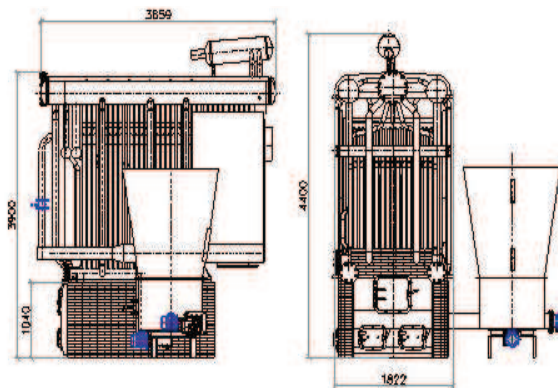


Рис. 7. Общий вид безбарабанного котла Е-4 с топочным устройством «Торнадо»

Перспективным направлением применения роторно-винтовых машин в варианте газовой турбины (рис. 4) на местных топливах также является использование для них в качестве источника энергии продуктов воздушной и паровоздушной газификации, получаемых в газогенераторах [16, 17]. Это в значительной мере практически исследованный путь, так как ранее, до промышленной добычи пригодного газа и отсутствия повсеместной газификации народного хозяйства, существовали [18] достаточно надежные устройства, в том числе транспортабельные. Разработки новых конструкций газификаторов сейчас возобновились [19], главным образом, в связи с расширением использования различных биотоплив и отходов.

Заключение

Применение разрабатываемых роторно-винтовых машин и новых разработок котельно-топочной техники позволит комплексно решать вопросы реконструкции и строительства угольных и утилизационных котельных и мини-ТЭЦ на основе новых технологий:

- организации эффективного и экологически более чистого сжигания топлива и огневой утилизации отходов;
- получения пара высоких параметров, в том числе в водогрейных и транспортабельных котельных;
- трансформации тепловой энергии пара в механическую для привода оборудования и электрогенераторов, производства электроэнергии на собственные нужды, и возможно для сторонних потребителей при появлении в России законодательства, развивающего распределенную энергетику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Компания «Новая Генерация». 2005–2013. URL: <http://www.manbw.ru/> (дата обращения: 18.03.2013).
2. Дубинин В.С. Сопоставление систем централизованного и децентрализованного энергоснабжения в современных условиях России // Промышленная энергетика. – 2007. – № 1. – С. 7–12.
3. Применение паропоршневых технологий в котельных в качестве альтернативы внешнему электропитанию / В.С. Дубинин, К.М. Лаврухин, М.Ю. Алексеевич, С.О. Шкарупа // Энергобезопасность и энергосбережение. – 2010. – № 6. – С. 17–20.
4. Дубинин В.С. Обеспечение независимости электро- и теплоснабжения России от электрических сетей на базе поршневых технологий. – М.: Изд-во МИЭЭ, 2009. – 164 с.
5. Токарев А.Н., Токарев М.Ю. Модернизированная конструкция роторного двигателя турбокомпрессорного типа // Ползуновский вестник. – 2013. – № 3/4. – С. 163–170.
6. Доронин В.Т. Пять паровых тор-двигателей // Ползуновский Альманах. – 2009. – № 3. – С. 153–158.
7. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Высшая школа, 1980. – 552 с.
8. Паровая винтовая машина: пат. Рос. Федерация № 2374455; заявл. 06.11.08; опубл. 27.11.09, Бюл. № 5.
9. Михайлов А.К., Ворошилов В.П. Компрессорные машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
10. Одновинтовой компрессор [Single screw compressor]: пат. США № US20130011291 A1; заявл. 02.03.11, опубл. 10.01.13.
11. Одновинтовой компрессор [Single screw compressor]: пат. США № US8348648 B2; заявл. 07.08.08, опубл. 08.01.13.
12. Одновинтовой компрессор [Single screw compressor]: пат. Евросоюза № EP2169229 A1; заявл. 12.05.08; опубл. 31.03.10.
13. Пузырев Е.М., Голубев В.А., Пузырев М.Е. Роторные машины // Ползуновский вестник. – 2013. – № 3/4. – С. 63–69.
14. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
15. Применение вихревых топок «Торнадо» для перевода котлов на использование растительных и кородревесных отходов / Е.М. Пузырев, К.С. Афанасьев, В.А. Голубев, М.Е. Пузырев, Е.Б. Жуков // Минеральная часть топлива, шлакование, очистка котлов, улавливание и использование золы: Сб. докл. V научно-практ. конф. – Челябинск, 2011. – Т. 1. – С. 236–248.
16. Разработка технологии пиролиза и применение газогенераторов при утилизации отходов / Е.М. Пузырев, В.Г. Лурий, А.В. Лаптов, М.Е. Пузырев // Ползуновский вестник. – 2010. – № 1. – С. 87–92.
17. Загруднинов Р.Ш., Негуторов В.Н., Малыхин Д.Г. и др. Подготовка и газификация твёрдых бытовых отходов в двухзонных газогенераторах прямого процесса, работающих в составе мини-ТЭЦ и комплексов по производству синтетических жидких топлив // Ползуновский вестник. – 2013. – № 3/4. – С. 47–62.
18. Мезин И.С. Транспортные газогенераторы. – М.: Сельхозгиз, 1948. – 212 с.
19. Способ получения генераторного газа из растительного сырья: пат. Рос. Федерация № 2469073; заявл. 17.08.11; опубл. 07.12.12, Бюл. № 7.

Поступила 03.03.2014 г.

UDC 621.166.5

ROTARY SCREW ENGINES

Evgeniy M. Puzyrev,

Dr. Sc., JSC Proenergomash-Proyekt, Russia, 656015, Barnaul,
Yuzhny proezd, 17a. E-mail: pem-energo@list.ru

Vadim A. Golubev,

JSC Proenergomash-Proyekt, Russia, 656905, Barnaul, Yuzhny proezd, 17a.
E-mail: wadon@yandex.ru

Mikhail E. Puzyrev,

JSC Proenergomash-Proyekt, Russia, 656905, Barnaul, Yuzhny proezd, 17a.
E-mail: pem.proekt@mail.ru

The relevance of the work is caused by the necessity to introduce the systems of distributed energy production using local types of fuel. More distributed energy sources as heat and electricity are also needed, it is important for remote and northern areas of Russia without centralized energy supply, as well as for new construction projects. Cogeneration provides more efficient use of fuel combustion energy and minimizes loss of energy transfer.

Objective: to review existing schemes and development of power devices used for electricity production. The authors have determined new approaches to creating engines suitable for the systems of additional distributed energy sources.

Research method: thermodynamic consideration of the power cycle options. Design features and kinematic principles of the engine construction are very important in this case. Compression ratio as a constructive characterization is crucial. A principle of balancing power in the engine is also playing an important role.

Results: The authors proposed a rotary screw engines as a new class of power machines suitable for distributed energy generation.

Conclusions: Rotary screw motors can be used to operation as the expansion machines of the Rankine cycle and in cycles of internal and external combustion engines. The engines have a high compression rate. Radial and axial forces acting in the engines operating on the proposed schemas are mutually balanced.

Key words:

Distributed power generation, steam, steam engine, turbine, compressor, cogeneration, Rankine cycle.

REFERENCES

1. Kompaniya «Novaya Generatsiya» [New Generation Company]. 2005–2013. Available at: <http://www.manbw.ru/> (accessed 18 March 2013).
2. Dubinin V.S. Sopostavleniye sistem tsentralizovannogo i detsentralizovannogo energosnabzheniya v sovremennykh usloviyakh Rossii [Comparison of centralized and decentralized energy supply in modern Russian conditions]. *Promyshlennaya energetika – Industrial Energy*, 2007, no. 1, pp. 7–12.
3. Dubinin V.S. Lavrukhin K.M., Alekseevich M.Yu., Shkarupa S.O. Primeneniye paroporshevykh tekhnologiy v kotelnykh v kachestve alternativy vneshnemu elektropitaniyu [Application of steam-piston boiler technology as an alternative to an external electric power supply]. *Energobezopasnost i energosberezheniye – Energy security and conservation*, 2010, no. 6, pp. 17–20.
4. Dubinin V.S. Obespecheniye nezavisimosti elektro- i teplosnabzheniya Rossii ot elektricheskikh setey na baze porshnevnykh tekhnologiy [Ensuring the independence of electricity and heat supply from the Russian electrical networks based on reciprocating technologies]. Moscow, MIEE, 2009. 164 p.
5. Tokarev A.N., Tokarev M.Yu. Modernizirovannaya konstruktsiya rotornogo dvigatelya turbokompessornogo tipa [Streamlined design of rotary engine turbo type]. *Polzunovskiy vestnik – Polzunovskiy Herald*, 2013, no. 3/4, pp. 163–170.
6. Doronin V.T. Five torus steam engines [Pyat parovykh tor-dvigatelye]. *Polzunovskiy Almanakh – Polzunovskiy Almanakh*, 2009, no. 3, pp. 153–158.
7. Alekseev G.N. *Obshchaya teplotekhnika* [General heating engineer]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980. 552 p.
8. Berezin S.R., Feoktistov S.A. *Parovaya vintovaya mashina* [Steam screw machine]. Patent RF, no. 2374455, 2009.
9. Mikhaylov A.K., Voroshilov V.P. *Kompressornyye mashiny* [Compressor machines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 288 p.
10. Hossain M.A., Ueno H., Masuda M. *Single screw compressor*. Patent US, no. US20130011291 A1, 2013.
11. Miyamura H., Okada T., Takahashi T., Ohtsuka K., Susa T., Ueno H., Murono T. *Single screw compressor*. Patent US, no. US8348648 B2, 2013.
12. Hossain M.A., Ohtsuka K., Masuda M. *Single screw compressor*. Patent EU, no. EP2169229 A1, 2010.
13. Puzyrev E.M., Golubev V.A., Puzyrev M.E. Rotornyye mashiny [Rotary machines]. *Polzunovskiy vestnik – Polzunovskiy Herald*, 2013, no. 3/4, pp. 63–69.
14. Shcheglyayev A.V. *Parovye turbiny* [Steam turbines]. Moscow, Energiya Publ., 1976. 368 p.
15. Puzyrev E.M., Afanasyev K.S., Golubev V.A., Puzyrev M.E., Zhukov E.B. Primeneniye vikhrevykh topok «Tornado» dlya perevoda kotlov na ispolzovaniye rastitelnykh i korodrevesnykh otkhodov [Application of vortex furnaces «Tornado» to convert the boiler to plant and BWW use]. *Sbornik dokladov V Nauchno-prakticheskoy konferentsii. Mineralnaya chast topliva, shlakovanie, ochistka kotlov, ulavlivaniye i ispolzovanie zoly* [Proc. V Scientific and Practical Conference. Mineral part of the fuel slagging, cleaning boilers, capture and use of ashes]. Chelyabinsk, 2011, vol. 1, pp. 236–248.
16. Puzyrev E.M., Luriy V.G., Laptov A.V., Puzyrev M.E. Razrabotka tekhnologii piroliza i primeneniye gazogeneratorov pri utilizatsii otkhodov [Development of technology and application of pyrolysis gas generators at disposal]. *Polzunovskiy vestnik – Polzunovskiy Herald*, 2010, no. 1, pp. 87–92.
17. Zagrutdinov R.Sh., Negutorov V.N., Malykhin D.G. Podgotovka i gazifikatsiya tverdykh bytovykh otkhodov v dvukhzonnykh gazogeneratorakh pryamogo protsessa, rabotayushchikh v sostave mini-TETs i kompleksov po proizvodstvu sinteticheskikh zhidkikh topliv [Preparation and gasification of solid household waste in two-zonal gas generators of direct process working as a part of mini-combined heat and power plant and complexes on production of synthetic liquid fuels]. *Polzunovskiy messenger*, 2013, no. 3/4, pp. 47–62.
18. Mezin I.S. *Transportnyye gazogeneratory* [Transport gas generators]. Moscow, Selkhozgiz Publ., 1948. 212 p.
19. Kostyunin V.V., Potapov V.N., Chuvaev S.I., Borozdin A.N., Gordeev I.V., Ovtsyn V.E. *Sposob polucheniya generatornogo gaza iz rastitelnogo syrya* [Method of obtaining generating gas from vegetative raw material]. Patent RF, no. 2469073, 2012.