

---

## ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ С ВИХРЕВЫМИ И СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫМИ ТУРБИНАМИ

Сергей Ванеев, Зельман Финкельштейн

Сумский государственный университет,  
Донбасский государственный технический университет

**Аннотация.** Определены области рационального использования пневмодинамических агрегатов с вихревыми и струйно-реактивными турбинами, определены значения коэффициента комплексной мощности для этих турбин.

**Ключевые слова:** пневмоагрегат, струйно-реактивная турбина, вихревая турбина, коэффициент комплексной мощности.

### ВВЕДЕНИЕ

Во многих областях техники используются пневмоагрегаты относительно небольших мощностей и расходов, в частности, пневмодинамические агрегаты, в которых преобразование энергии сжатого воздуха, газа или пара в энергию выходного звена происходит в турбинах. Области их применения постоянно расширяются, и это мировая тенденция.

В 2000 г. В США был разработан стратегический план развития малых локальных энергоустановок [15]. Речь идет о малых энергоустановках мощностью от 25 до 1000 кВт и до 20 МВт. Предполагается поднять КПД энергоустановок на базе газовых турбин мощностью от 25 до 1000 кВт с существующего уровня 25-30 % до 40 %, обеспечить межремонтный ресурс 11000 ч, срок службы 45000 ч и получить их удельную стоимость ниже 500 долл/кВт.

Целью предлагаемой работы является оценка струйно-реактивных и вихревых турбин и агрегатов на их основе с точки зрения коэффициента комплексной мощности и определение областей их рационального применения.

### АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Применяемые в настоящее время в различных пневмоагрегатах и энергоустановках малорасходные (маломощные, малоразмерные) центростремительные и осевые турбины имеют КПД 20-70% [1], 10-50% [16]. Эти турбины имеют ряд специфических особенностей рабочего процесса, которые необходимо учитывать при выборе основных параметров, расчетах и проектировании. Часто требования простоты конструкции, габаритные ограничения приводят к необходимости применения турбин активного типа в одновенечном или

двухвечном исполнении, с повышенными нагрузками на ступень или с пониженными значениями приведенной окружной скорости  $u/c_s$  (отношение окружной скорости на наружном диаметре рабочего колеса  $u$  к скорости изэнтропного истечения  $c_s$ ).

В работах [1], [16] сформулированы некоторые общие принципы оценки эффективности маломощных турбин для привода агрегатов, получены критериальные зависимости, связывающие параметры, характеризующие рабочий процесс, и параметры, задаваемые при проектировании турбины и агрегата, позволяющие выделить класс маломощных, малорасходных турбин. Эти зависимости подтверждены параметрическими исследованиями активной турбины, которая часто применяется в качестве турбопривода агрегатов. Параметрические исследования сочетались с газодинамическими исследованиями рабочего процесса. В этих работах [1], [16] получен критериальный комплекс, названный коэффициентом комплексной мощности, который позволяет по исходным данным на проектирование турбины оценить достижимый уровень КПД и ее «размерность», т.е. является турбина полноразмерной или малоразмерной (маломощной, малорасходной).

При расчете турбин для привода агрегатов обычно бывают заданы следующие параметры:  $N_T$  - мощность турбины;  $p_0^*, T_0^*$  - соответственно давление и температура на входе в турбину;  $\pi_T = p_0^*/p_2$  - степень понижения давления до статического давления за турбиной;  $n$  - частота вращения ротора турбины;  $k, R$  - соответственно показатель изэнтропы (адиабаты) и удельная газовая постоянная, характеризующие свойства рабочего тела.

Коэффициентом комплексной мощности называется величина

$$\bar{N}_{\text{компл}} = \frac{N_T}{p_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}} \cdot \left( \frac{n}{\sqrt{T_0^*}} \right)^2, \quad \text{имеющая размерность} \quad \frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}} \cdot \left( \frac{\text{об/мин}}{\text{К}^{0,5}} \right)^2. \quad \text{Этот}$$

комплекс является критериальным комплексом для турбины, так как представляет собой произведение приведенной мощности на квадрат приведенной частоты вращения. Так как он состоит из параметров, задаваемых в качестве исходных данных, то известен на самой первой стадии оценки основных параметров и эффективности турбины. В работах [1], [16] также показано, что КПД турбины (с определенным значением  $\pi_T$ ) можно представить в виде зависимости

$\eta_T = f(\bar{N}_{\text{компл}}; u/c_s)$ . На рисунке 1 приведены графические зависимости КПД турбины от коэффициента комплексной мощности и приведенной окружной скорости рабочего колеса, рассчитанные по этому уравнению. Графические зависимости, приведенные на рис. 1 справа, получены из левых графиков рассечением их линиями постоянных значений параметра  $u/c_s$ . Анализ зависимостей, приведенные на рис. 1, показывает, что КПД ступени турбины существенно зависит от значения коэффициента комплексной мощности. В частности, оптимальные значения параметра  $u/c_s$  уменьшаются при снижении величины  $\bar{N}_{\text{компл}}$ . Величина коэффициента комплексной мощности однозначно определяет максимально достижимое значение КПД.

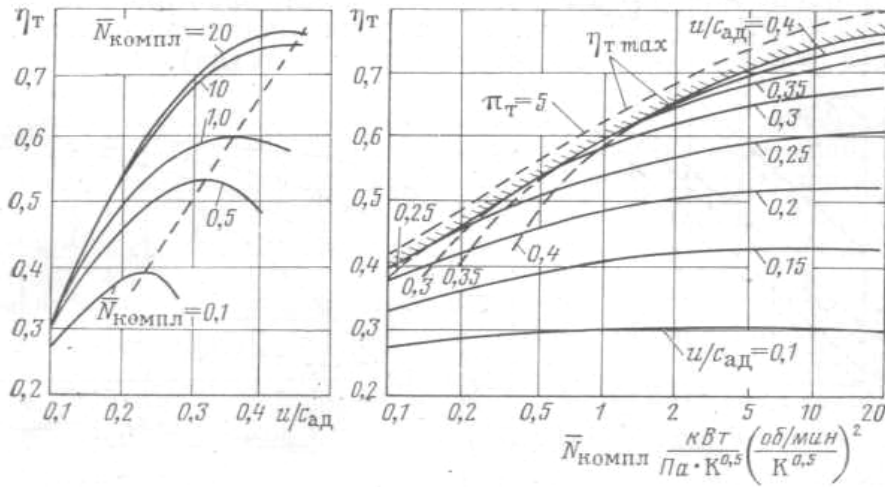


Рис. 1. Зависимости к. п. д. одновечечных активных турбин от коэффициента комплексной мощности и параметра  $u/c_s$  (при  $\pi_T = 20$ )

Fig. 1. Fig. 1. Relation between efficiency of single-row impulse turbine and complex power coefficient and parameter  $u/c_s$  (for  $\pi_T = 20$ )

Исходя из полученных результатов, авторы работ [1], [16] малоразмерной (малорасходной) или маломощной турбиной называют турбину с пониженным значением коэффициента комплексной мощности, т. е. турбину с небольшой приведенной мощностью или с пониженным значением приведенной частоты вращения. Наличие пониженных значений КПД у такой турбины, даже при оптимальной величине  $u/c_s$ , обусловлено малыми значениями ее производительности, т.е. расхода рабочего тела. Как видно из рис. 1, протекание зависимостей  $\eta_{T \max} = f(\bar{N}_{\text{компл}})$  при  $\bar{N}_{\text{компл}} > 7,5 \div 15$  уже весьма пологое. Расчетное значение коэффициента комплексной мощности, начиная с которого ступень турбины становится, по общепринятому определению, полноразмерной ступенью и ее КПД перестает зависеть от  $\bar{N}_{\text{компл}}$  ( $\eta_T = 0,78 \div 0,82$ ), составляет  $\bar{N}_{\text{компл.полн}} = 40 \div 50$  [1].

## ОСНОВНОЙ РАЗДЕЛ

Сравнительно новыми и малоизученными являются струйно-реактивные турбины (СРТ) и вихревые турбины (ВТ), а также пневмоагрегаты на их основе. Они находят применение в качестве пневмоприводов шаровых кранов и в системах утилизации избыточного давления сжатых газов и паров.

Оценим области рационального применения вихревых и струйно-реактивных турбин и агрегатов на их основе с точки зрения коэффициента комплексной мощности.

В таблице 1 даны исходные данные и результаты расчета коэффициента комплексной мощности струйно-реактивных и вихревых турбин и агрегатов, созданных на их основе.

Таблица 1. Параметры струйно-реактивных и вихревых турбин

Table 1. Parameters of jet-reactive and vortex turbines

№ п/п	$P_0^*$ , ата	$T_0^*$ , К	$P_{вых}$ , ата	$n$ , об/мин	$N_T$ , кВт	$\bar{N}_{комп}$ , $\frac{кВт}{Па \cdot К^{0,5}} \cdot \left(\frac{об/мин}{К^{0,5}}\right)^2$	$u$ , м/с	$c_s$ , м/с	$\frac{u}{c_s}$
1	56	300	4	23750	111	2,19	249	770	0,323
2	25	300	12	3050	9,5	0,0069	64	452	0,142
3	26	293	1,1	10300	18	0,149	135	592	0,228
4	62	300	1,1	20000	9,25	0,117	209	884	0,237

В таблице 1:

1 - СРТ турбодетандерного агрегата (ТДА) мощностью 100 кВт для газораспределительных станций (ГРС) (Агрегат ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на "ГРС-1 Сумы", рис. 2);

2 - ВТ детандер-генераторной установки (ДГУ) мощностью 8 кВт для собственных нужд ГРС (ДГУ-8-380-Т-У1 на АГРС-5 г.Волгограда", рис. 3);

3 - СРТ для привода ротора прикаточного устройства;

4 - СРТ для приводов шаровых кранов магистральных газопроводов (для крана DN500 PN80 по результатам приемки опытного образца, рис. 4).



Рис. 2. Агрегат ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД на "ГРС-1 Сумы"  
Fig. 2. Unit ТДА-СРТ-100/130-5,5/0,6ВРД at "GDS-1 Sumy"





Рис. 3. Установка ДГУ-8-380-Т-У1 на "АГРС-5 Волгоград"  
Fig. 3. Installation ДГУ-8-380-Т-У1 at "AGDS-5 Volgograd"

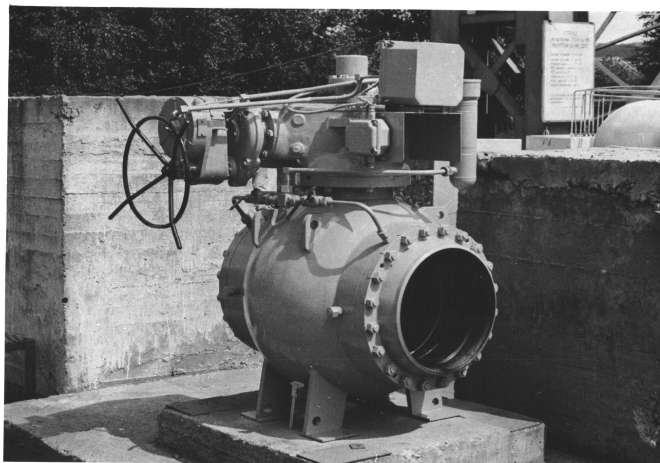


Рис. 4. Кран шаровой DN500 PN80 со струйно-реактивным приводом  
Fig. 4. Ball valve DN500 PN80 with jet-reactive drive

Струйно-реактивные и вихревые турбины можно использовать для создания ТДА для ГРС мощностью до 500 кВт, при этом максимальный коэффициент комплексной мощности  $\bar{N}_{\text{компл}} = 11$ .

Таким образом, струйно-реактивные и вихревые турбины однозначно являются маломощными, малорасходными турбинами, согласно принятому в [2], [3] определению. При этом приведенная окружная скорость для этих турбин  $u/c_s < 0,35$ .

На рис. 5, 6 показана конструктивная схема струйно-реактивной турбины в реверсивном (рис.5) и в нереверсивном (рис. 6) исполнениях. Основными элементами СРТ (рис.5) являются: подводящее устройство (простое или регулируемое сопло) 1 и ротор, состоящий из полого вала 2 с радиальными трубками 3, закрепленными на боковой поверхности вала, на концах которых имеются тяговые сопла 4. Для обеспечения реверса турбины в валу выполняется перегородка. Результаты исследований этих турбин изложены в работах [2, 3, 4, 19].

Основными преимуществами струйно-реактивной турбины (см. рис. 5, 6) перед классическими турбинами (центростремительными и осевыми) являются: простота конструкции (особенно в реверсивном исполнении), низкая себестоимость изготовления, производственная технологичность, отсутствие сложных профилированных лопаточных элементов газового тракта, малая инерционность, возможность эффективно срабатывать в одной ступени большие отношения давлений, высокая надежность работы на загрязненном и влажном рабочем теле, особенно при малых расходах и низких температурах, что обусловлено сплошным (одноканальным) газовым трактом (в классических турбинах в этих условиях газовый тракт, разбитый лопатками на множество малоразмерных каналов, может замерзнуть или забиваться).

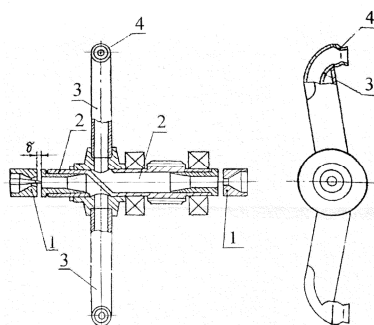


Рис. 5. Схема реверсивной струйно-реактивной турбины  
Fig. 5. Scheme of reversible jet-reactive turbine

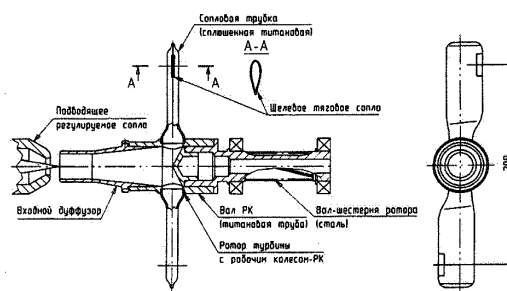


Рис. 6. Схема нереверсивной струйно-реактивной турбины  
Fig. 6. Scheme of irreversible jet-reactive turbine

При малых диаметрах рабочего колеса ( $\approx$  до 0,2 м) и больших отношениях давления КПД струйно-реактивной турбины может быть соизмерим с КПД классической турбины. Кроме того, ротор струйно-реактивной турбины обладает меньшим моментом инерции по сравнению с ротором классической турбины, что позволяет получить более динамичную систему, увеличивает быстродействие.

На рис. 7 показана схема проточной части вихревой турбины с внешним периферийным каналом. Рабочее тело через сопло 1 поступает в проточную часть, образованную каналом 2 корпуса 3 и межлопаточными каналами 4 рабочего колеса 5, вращающегося в корпусе с малыми радиальными и торцевыми зазорами. Результаты исследований вихревых турбин изложены в работах [5-10].

Вихревая турбина, в сравнении с осевой или центростремительной, проще по конструкции и дешевле в изготовлении, технологичнее, проще реверсируется (без

дополнительного рабочего колеса). В области малых расходов, малых мощностей, когда требуются малые габариты и вес, вихревая турбина, при прочих равных условиях (снимаемая мощность, габариты, КПД), позволяет исключить основной недостаток классических турбин (осевых и центробежных) – высокооборотность (приведенная окружная скорость для вихревых турбин  $u/c_s \approx 0,15$ ). Поэтому при использовании вихревой турбины часто возможно безредукторное исполнение агрегата, что резко удешевляет машину, повышает ее надежность и сокращает расходы на обслуживание.

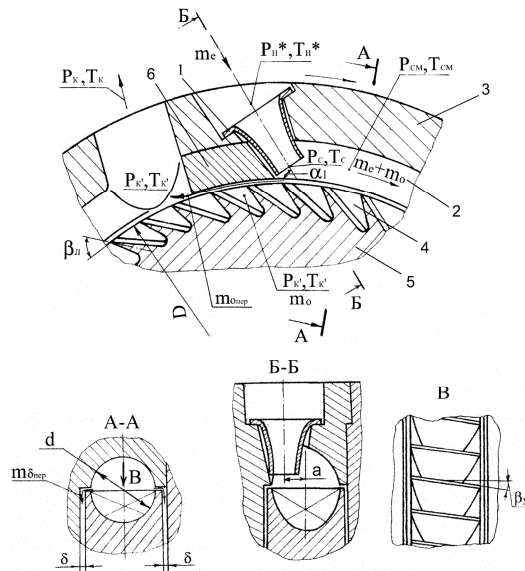


Рис. 7. Схема вихревой ступени с внешним периферийным каналом  
Fig. 7. Scheme of vortex stage with external peripheral channel

Преимущества струйно-реактивных и вихревых турбин позволяют получить пневмоагрегаты на их основе максимально простые и надежные, со сроком окупаемости до 2-х лет. Эти агрегаты применяются там, где требуется простота конструкции и технологичность в изготовлении, невысокая стоимость, надежность и безопасность в эксплуатации. Такими областями, в частности, являются арматуростроение и системы утилизации избыточной энергии газов или паров.

Имеется множество редукторов и регуляторов давления на газораспределительных станциях (ГРС) и газораспределительных пунктах (ГРП) в газовой промышленности, в различных технологических процессах в химической и других отраслях промышленности, в коммунально-бытовом хозяйстве и т.п. Энергия сжатых газов и паров в процессе дросселирования на этих устройствах полезно не используется. Если срабатывание перепада давлений производить не на дросселирующем органе, а на турбине, то значительную часть энергии можно преобразовать в механическую работу на валу турбины, устанавливаемой параллельно или вместо редуктора или регулятора давления. С вала турбины энергия может быть использована для привода каких-либо машин (насосов, компрессоров, вентиляторов) или преобразована в электрическую энергию с помощью

электрогенератора. Таким образом, альтернативой клапанным дросселирующим системам снижения давления газа являются утилизирующие системы, базирующиеся на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах, обеспечивающих одновременно с основной функцией (снижение и регулирование давления газа) получение механической работы на валу турбины с преобразованием ее в электроэнергию.

Анализ параметров газа на имеющихся ГРС, преимущества и результаты практического применения ТДА на базе струйно-реактивных и вихревых турбин представлены в работах [11, 17, 18, 20] и на рис. 2, 3.

Следующей важной народно-хозяйственной задачей, которая решается с использованием струйно-реактивных и вихревых турбин, является задача создания пневматического, эффективного, надежного и удобного в эксплуатации привода шаровых кранов больших проходных сечений ( $DN > 300$  мм), устанавливаемых на компрессорных станциях и на линейной части магистральных газопроводов.

В соответствии с техническими требованиями приводы этих шаровых кранов должны использовать в качестве рабочего тела неподготовленный (непосредственно из газопровода) природный газ и обеспечивать управление краном при следующих минимальных давлениях газа на входе в привод: для PN63 - 1,5 МПа; PN80; 100 - 2,5 МПа; PN 160 - 3,5 МПа; PN 250 - 4,5 МПа; PN420 - 8,0 МПа. При этом температура газа на входе в привод для районов с различными климатическими условиями может изменяться в пределах от 243 К (-30 °С) до 353 К (+80 °С), окружающей среды (воздуха) – от 213 К (-60 °С) до 318 К (+55 °С).

Проблема создания пневматического привода шаровых кранов больших проходных сечений ( $DN > 300$  мм) решается применением в качестве силовых элементов (пневмодвигателей) этих приводов струйно-реактивных и вихревых турбин. При работе на газе высокого давления, непосредственно забираемом из газопровода, целесообразно создание пневмоприводов на базе струйно-реактивных турбин (рис. 4), а в том случае, когда на привод подается сравнительно низкое давление управляющей среды (0,4-0,8 МПа), возможно создание пневматического турбопривода на основе вихревой турбины [12-14].

В газовой и нефтяной промышленности является также целесообразным создание аварийных турбогенераторов с вихревой или струйно-реактивной турбиной, работающих от сжатого воздуха, отбираемого от компрессора газотурбинного привода ГПА с давлением более 1,0 МПа, или от природного газа, отбираемого с выхода центробежного нагнетателя с давлением 5,6 ÷ 7,6 МПа, а также турбогенераторов, устанавливаемых параллельно или взамен узлов дросселирования топливного газа для газотурбинных двигателей, используемых в газоперекачивающих агрегатах.

Может оказаться перспективным использование СРТ в случаях, когда возможно объединить две функции одновременно: двигателя и движителя, при конструктивном выполнении рабочего колеса в виде полых лопастей воздушного винта или вентилятора с тяговыми соплами на концах.

В заключении следует отметить, что рассмотренные в данном анализе несколько направлений использования вихревых и струйно-реактивных турбин а агрегатов на их основе не охватывают все возможные области их применения. В каждом конкретном случае необходимо проводить более глубокий анализ эффективности применения этих турбин а агрегатов.

## ВЫВОДЫ

1. По коэффициенту комплексной мощности струйно-реактивные и вихревые турбины однозначно являются маломощными, малорасходными турбинами,
2. Приведенная окружная скорость рабочего колеса для этих турбин  $u/c_s < 0,35$ .
3. Наиболее перспективно применение пневмоприводов шаровых кранов магистральных газопроводов больших проходных сечений ( $DN > 300$  мм) и турбодетандерных агрегатов относительно небольшой мощности (до 500 кВт) на основе струйно-реактивных и вихревых турбин.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов,- М.: Машиностроение, 1972.-228с.
2. Ванеев С.М., Королев С.К. Исследования струйно-реактивной турбины // Труды юбилейной научно-технической конференции «Гидромеханика в инженерной практике». - К: ВПОЛ. 1998. - С. 49-50.
3. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30)-10(31) – Сумы:2001.–С. 207-214.
4. Ванеев С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины // Вестник НГУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.36.–К.:1999.–С. 263-269.
5. Ванеев С.М. О рабочем процессе вихревой пневматической турбины // Вестник СумГУ, №10. – Сумы:1998.–С. 48-52.
6. Ванеев С.М. Исследования вихревой пневматической турбины для привода шарового крана // Вестник НГУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.35.–К., 1999.–С. 71-75.
7. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД в вихревой пневматической турбине // Вестник НГУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.38, Т.2.–К., 2000.–С. 22-28.
8. Ванеев С.М. Расчет КПД вихревого рабочего процесса пневматической турбинной ступени с внешним периферийным каналом // Вестник Национального технического университета. Сборник науч. трудов. Выпуск 129, Ч. 2. – Харьков, 2001. – С. 315-324.
9. Ванеев С.М. Влияние отсекаателя на потери энергии в вихревой расширительной ступени // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 19. - Сумы:2000.–С. 22-27.
10. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Гриценко В.Г., Овсейко И.В. Вихревые турбомашин для сжимаемых сред //Компрессорная техника и пневматика. №3.- М. 2002. –С.2-7.
11. Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Овсейко И.В., Нестеренко В.А., Кухарев И.Е. Использование вихревых турбин в целях энергосбережения // Вісник Сумського державного університету. - 2005. - №1(73). - С. 102-108.
12. Ванеев С.М. Газовые турбодвигатели на базе струйно-реактивных и вихревых турбин // Труды международной научно-технической конференции.

- Харьков.2000.
13. Ванеев С.М., Королев С.К., Рухлов Ю.Л., Федотов Ю.Т., Бостан И.А. Струйно-реактивные двигатели для приводов шаровых кранов // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование. Тематический сборник научных работ / Под ред. И.А. Ковалева .- К.: ИСДО, 1994.-С. 233-239.
  14. Ванеев С.М, Королев С.К., Ена В.П. Анализ конструктивных схем приводов шаровых кранов DN=300-1400 мм для компрессорных станций магистральных газопроводов // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. - Кіровоград, - 2000. – Вип.7. - - С.52-57.
  15. Грицына В.П. Энергетика за рубежом. Стратегический план развития малых локальных энергоустановок в США // Промышленная энергетика.-2001.-№ 12.-С. 50-53.
  16. Емин О.Н., Зарицкий С.П. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами,- М.: Машиностроение, 1975.-216с.
  17. Ковалев И.А., Ванеев С.М., Королев С.К. Пневмодинамический привод нового типа и его использование в целях энергосбережения //Технологические системы. Научные разработки и результаты исследований. - К.: 2002.-№2(13).-С.114-118.
  18. Королев С.К., Ванеев С.М. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.35.-К.:1999.-С. 76-83.
  19. Королев С.К., Ванеев С.М. Исследование вихревых и струйно-реактивных турбин// Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение: Вып.42 Т.2 .-К.:2002.-С. 136-141.
  20. Королев С.К., Ванеев С.М. Исследование турбодетандерного агрегата на базе струйно-реактивной турбины мощностью 100 кВт // Сб. науч. трудов, Харьков. 2003.-С.293-296.

## AREAS OF PNEUMATIC UNITS WITH VORTEX AND JET-REACTIVE TURBINES RATIONAL USE

Sergei Vanyeyev, Zelman Finkelstein

Sumy State University,  
Donbass State Technical University

**Summary.** Areas of pneumatic units with vortex and jet-reactive turbines rational use are defined, value of the complex power coefficients for these turbines is defined too.

**Key words:** pneumatic unit, jet-reactive turbine, vortex turbine, complex power coefficient.