

УДК 621.515.001.57:621.438

В. П. ГЕРАСИМЕНКО^{*}, д-р техн. наук, М. В. БОЙКО^{**}, канд. физ.-мат. наук,
А. А. ГАРАГУЛЬ^{**}, Н. Б. НАЛЕСНЫЙ^{***}

^{*} *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*

^{**} *Украинский научно-исследовательский институт природных газов*

^{***} *Управление магистральных газопроводов «Черкасытрансгаз»*

ВРАЩАЮЩИЙСЯ СРЫВ В ТУРБИННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

За допомогою вібраційної апаратури досліджені коливальні процеси в п'ятиступінчастому відцентровому компресорі-нагнітачі природного газу газоперекачувального агрегату в експлуатаційних умовах на режимах надто великої продуктивності. За спектром частот віброприскорень з'ясовані умови виникнення обертового зриву в турбінному режимі роботи окремих ступенів компресора.

Проблема нарушения устойчивости гидродинамических систем – одна из наиболее сложных и недостаточно изученных в задачах газовой динамики, несмотря на наличие сравнительно большого числа публикаций по этому направлению. Многообразие видов и форм неустойчивостей, таких как помпаж, вращающийся срыв, вращающиеся поля давлений и флаттер в турбомашинах, хлопки и зуд в воздухозаборниках авиационных двигателей, стоячие волны в трубопроводах и т.п. требует учёта большого количества факторов при определении условий возникновения того или иного типа неустойчивости [1-6]. Нарушение устойчивости течения в таких системах зависит не только от гидравлических характеристик, но и акустических их свойств [5, 7]. Сложность задач, связанных с потерей устойчивости заключается также в том, что при их решении, например методом малых возмущений, требуются упрощающие предположения [1, 6], которые могут исказить результат.

Любые формы гидродинамической неустойчивости характеризуются колебательными процессами, вызывающими вибрации машин и рост динамических нагрузок на элементы конструкции и узлов, что становится причиной их разрушения. А при помпаже газотурбинного двигателя (ГТД) возможно даже его самовозгорание. Поэтому для предотвращения аварийных ситуаций подобные режимы работы в эксплуатации не допускаются. Такое предотвращение требует ясного понимания причин и условий, при которых возникает какая-либо форма неустойчивости, и возможности прогнозирования приближения этих режимов или мгновенной их регистрации.

Вращающийся срыв и помпаж, как наиболее часто встречающиеся неустойчивые явления турбомашин, представляют особый интерес. В осевых (ОК) и центробежных компрессорах (ЦБК) этим явлениям посвящено достаточно большое количество публикаций [1-4, 8-16], имеются целые обзорные статьи [2, 3]. Однако предлагаемые в публикациях методы предсказания нарушения устойчивости не всегда обеспечивают необходимую точность в определении границы перехода и типа неустойчивости. Особенно это касается типов вращающегося срыва в ЦБК [8-15], а также взаимосвязей вращающегося срыва и помпажа [1, 2, 4, 6, 8].

Вторичные течения в виде бегущей волны, аналогичной вращающемуся срыву, как форма неустойчивости симметричной задачи с развитием винтового движения, обнаружены даже в индукционных каналах магнитогидродинамических машин [17].

Однако причину поперечных скоростей объяснить однозначно авторам статьи не удалось. В простейшем случае линеаризации задачи при нулевом декременте затухания возмущений критическая точка потери устойчивости соответствует максимуму поверхности продольной компоненты скорости течения по квадрату волновых чисел. Отмечается, что при достаточно больших значениях гидродинамической индуктивности закручивающиеся винтовые течения типа вращающегося срыва могут возникать на нисходящих ветвях статических внешних характеристик в насосном и генераторном режимах [17].

В работе [18] вращающийся срыв обнаружен в ЦБК с помощью измерения вибраций. Установлено снижение динамической стабильности ротора и изменение знака коэффициента радиальной жёсткости механической системы при вращающемся срыве, что подтверждает возможность его диагностирования по вибрационным спектрам ротора в компрессорах.

Обычно в компрессорах вращающийся срыв возникает вследствие развития отрывных течений в проточной части на режимах малых производительностей при достижении критических углов атаки в лопаточных венцах. Известны также случаи образования зон вращающегося срыва в турбинах, работающих на компрессорных режимах [19]. Однако практически не изучен вопрос о возможности развития вращающегося срыва в компрессорах, работающих на глубоких турбинных режимах при больших отрицательных углах атаки на лопаточных венцах.

Целью данной статьи является изучение возможности образования вращающегося срыва в компрессорных машинах на турбинных режимах работы. Такая задача связана с необходимостью выяснения гидродинамических причин возникновения вибраций турбокомпрессоров при существенно нерасчётных режимах их работы. В частности данная проблема достаточно актуальна в газоперекачивающих агрегатах (ГПА), которые эксплуатируются в широком диапазоне производительностей и частот вращения ротора.

Системы виброконтроля, установленные как на приводах ГПА, так и на компрессорах природного газа, лишь частично позволяют регистрировать и расшифровывать спектры частот колебаний разной природы: механической, гидродинамической и акустической. Особенностью вибраций, вызванных гидродинамическими источниками является не только увеличение динамических перегрузок на подшипниковые опоры, что может привести к их разрушению, но эти вибрации свидетельствуют о наличии дополнительных динамических усилий на элементы проточной части компрессоров, которые также повышают вероятность создания аварийной ситуации. Если помпаж компрессора считается недопустимым и поэтому предпринимаются меры по его предотвращению, то вращающийся срыв, при котором уровни вибрации существенно ниже и это явление менее прогнозируемо, не всегда обнаруживается системами диагностирования. Однако длительная работа на этих режимах может привести также к нежелательным последствиям. Одной из трудностей своевременного выявления вращающегося срыва и помпажа в ЦБК, как наиболее сложных гидродинамических источников колебаний, является многообразие их форм [8-15], для регистрации которых нужна специальная малоинерционная аппаратура. Кроме того, в условиях эксплуатации ГПА не всегда имеется возможность распознать истинные причины вибраций.

Нарушение устойчивой работы компрессора вследствие возникновения в потоке автоколебаний со значительным ухудшением аэродинамических характеристик и вибрационными перегрузками происходит при существенном отклонении его режимов работы от расчётных. На рис.1 на

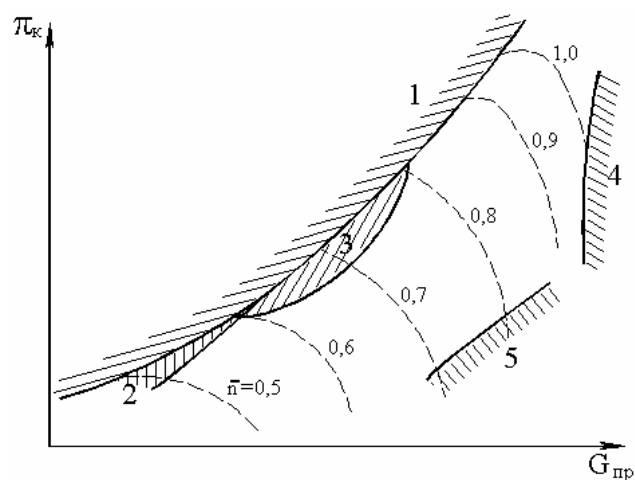


Рис. 1 Характеристика компрессора

примере характеристики осевого компрессора показаны граница помпажа 1 и область вращающегося срыва 2. Зона 3 соответствует лопаточному околосвуковому срыву потока при положительных углах атаки, а области 4 и 5 – сверхзвуковому и дозвуковому срыву потока, соответственно, при отрицательных углах атаки. Сверхзвуковое обтекание лопаток в области 4 как правило приводит к «запиранию» по расходу межлопаточных каналов с вертикальным расположением ниспадающих ветвей напорной характеристики. В области 5

характеристики многоступенчатого компрессора его последние ступени могут перейти в турбинные режимы с большими отрицательными углами атаки на лопаточных венцах.

В газовых системах с компрессором при малых расходах наиболее часто встречающейся формой неустойчивости является мягкий или жёсткий помпаж, характеризующийся низкочастотными колебаниями давления и расхода. Мягкий помпаж имеет меньшие амплитуды колебаний и предшествует жёсткому помпажу. В высоконапорных компрессорах обычно происходит непосредственный переход от устойчивой работы к жёсткому помпажу.

Другой формой неустойчивости в виде нестационарных срывных зон в проточной части компрессора, вращающихся с частотой, меньшей частоты вращения ротора, является вращающийся срыв. В ступени ЦБК вращающийся срыв может образоваться в рабочем колесе, безлопаточном или лопаточном диффузорах [8-12]. Даже в одной и той же ступени ЦБК нарушение устойчивости при уменьшении расхода вызывается развитием срывных процессов в разных его элементах проточной части в зависимости от частоты вращения ротора: если при низких частотах вращения критические условия по срыву достигаются на входе в колесо, то с увеличением частоты вращения такие условия наблюдаются в безлопаточном, а затем в лопаточном диффузорах.

При вращающемся срыве в отличие от помпажа расход воздуха через компрессор не меняется. Образно различие между помпажом и вращающимся срывом описывают так [2]: «В компрессоре срыв потока может наблюдаться в течение части времени на всех лопатках либо в течение всего времени на части лопаток». Т.е. при помпаже в пределах одного периода режимы работы компрессора изменяются по расходу от значений бессрывного обтекания лопаток на правой ветви характеристики до расходов, при которых должен наблюдаться вращающийся срыв, а при жёстком помпаже возникать полный противоток. Таким образом, вращающийся срыв есть формой проявления «локальной» неустойчивости компрессора, а помпаж – «глобальной» неустойчивости системы компрессор-сеть в целом. Срывные процессы, в

том числе и вращающийся срыв, как правило, предшествуют помпажу, являясь источником возмущения для «глобальной» неустойчивости. При помпаже частоты колебаний составляют от 1 до 10–20 Гц, а при вращающемся срыве в диапазоне 0,2–0,8 от оборотной частоты ротора.

Существенно иные условия нарушения устойчивости от изложенных выше обнаружены авторами в пятиступенчатом ЦБК-нагнетателе природного газа при его работе в точке Р на эталонной (заводской) характеристике (рис. 2). Параметры опытного режима: – частота вращения ротора $n = 7200$ об/мин; – коммерческая производительность (объёмный расход газа) $Q = 5,25$ млн. м³/сут.; степень повышения давления $\pi_k = 1,65$; – политропный к.п.д. $\eta_{пол} = 0,67$. Расчётные параметры компрессора: $n_p = 8100$ об/мин; $Q_p = 3,05$ млн. м³/сут.; $\pi_{kp} = 2,2$; $\eta_p = 0,76$; начальная температура $T_1 = 328$ К; газовая постоянная $R_T = 488,21$ Дж/кг·К. Параметры номинального режима в системе ГПА приняты: $n_H = 8200$ об/мин; $Q_H = 3,35$ млн. м³/сут.; $\pi_{кH} = 2,2$; $\eta_H = 0,75$.

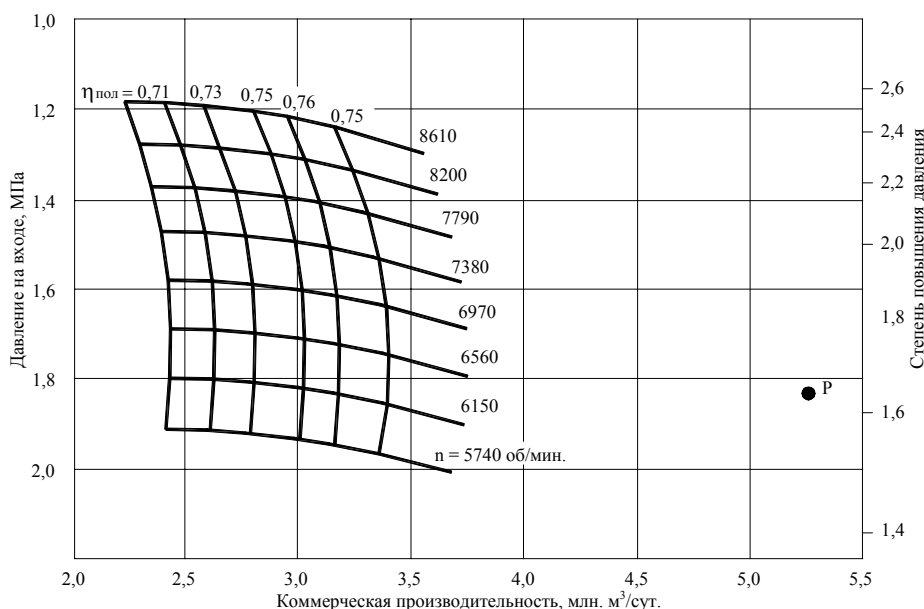


Рис. 2 Характеристика центробежного компрессора ГПА-Ц-6,3А/30-2,2

Обращает на себя внимание размещение опытной точки Р в эксплуатационных условиях на характеристике компрессора на значительном отдалении от расчётного режима. Существенное превышение номинальной производительности объясняется более высоким по сравнению с расчётным начальным давлением газа, которое по мере выработки месторождения понижается. Естественно, что такое отклонение от расчётных режимов как по расходу, так и по частоте вращения ротора приводит к существенному рассогласованию в работе ступеней компрессора. В частности при этом увеличение угла атаки на лопатках рабочего колеса первой ступени, рассчитанное по формуле

$$i = \arctg \frac{(\bar{Q} - 1) \operatorname{tg} \beta_{1л}}{1 + \bar{Q} \operatorname{tg}^2 \beta_{1л}},$$

где $\bar{Q} = \frac{Q/n}{(Q/n)_p}$ – относительная приведенная производительность, достигает значений

$i = 15\text{--}18^\circ$ при входных углах лопатки $\beta_{1л} = 20\text{--}30^\circ$ и опытным значении $\bar{Q} = 1,94$.

Следует подчеркнуть, что значения указанных углов атаки отрицательные. Если же проанализировать что происходит с обтеканием последующих лопаточных венцов в компрессоре, то можно отметить рост значений отрицательных углов атаки с переходом от ступени к ступени. Особенно большие углы атаки достигаются на рабочем колесе последней ступени, что может привести к турбинному режиму его работы.

Ввиду того, что все рабочие колеса исследуемого компрессора имеют назад загнутые лопатки, то нетрудно прийти к выводу о том, что эти углы являются положительными по отношению к лопаткам в относительном движении как крыловым профилям. Достижение значений углов атаки $15\text{--}18^\circ$ и более соответствует отрывному обтеканию профилей на выпуклой передней стороне лопатки. Такому отрыву способствует также перетекание пограничного слоя под действием поперечного градиента давления в межлопаточном канале с вогнутой стороны одной лопатки на выпуклую сторону другой лопатки в отличие от модели Балье [16] для расчётного режима. Перетекания, связанные с осевым вихрем по модели Стодолы, практически не усугубляют отрывной процесс ввиду больших расходных значений относительной скорости. Кориолисовы же силы инерции, действующие на частицы газа, наоборот должны препятствовать отрыву потока на передней стороне лопатки.

Срывное обтекание лопаток рабочих колес вплоть до перехода к турбинным режимам работы последних ступеней компрессора в соответствии с увеличением аэродинамической нагрузки на крыловых профилях создаёт предпосылки для нарушения устойчивости и формирования новой структуры течения. Так, в публикации [15] был обнаружен вращающийся срыв на аналогичных режимах работы центробежного вентилятора. На возможность возникновения вращающегося срыва, связанного с появлением обратных течений на стороне сжатия лопаток крыльчатки, указывали также Станитц и Дюссур [9].

Вибрационный контроль исследуемого компрессора в эксплуатационных условиях на режиме работы, отмеченном точкой Р на характеристике (рис. 2), позволил обнаружить широкий спектр колебаний. Колебания ротора регистрировались в вертикальной плоскости на корпусе первого подшипника компрессора (со стороны входа в компрессор). Сигнал оборотной частоты ротора на рис. 3, а соответствует $f \cong 120$ Гц. При частотах $f \cong 360$ Гц и $f \cong 480$ Гц зарегистрированы третья и четвёртая оборотные гармоники, соответственно. В диапазоне $f = 60\text{--}80$ Гц находится полоса частот колебаний, максимумы амплитуд виброускорений которых соответствуют относительным частотам $0,55\text{--}0,67$ от оборотной частоты. Такой характер неустойчивости колебаний свидетельствует о гидродинамической их природе, а полученные значения относительной частоты характерны для вращающегося срыва.

На рис. 3, б представлен высокочастотный спектр колебаний. Обращает на себя внимание значительный пик амплитуды виброускорения колебаний при частоте $f \cong 2040$ Гц, который соответствует лопаточной частоте при числе лопаток в колёсах $z \approx 17$ шт. Высокий уровень амплитуды виброускорения свидетельствует о срывном характере обтекания лопаток. Пик сигнала виброускорения при $f \cong 4080$ Гц соответствует второй лопаточной гармонике. Повышенный уровень шумового сигнала

в диапазоне высоких частот $f = 800\text{--}4200$ Гц подтверждает значительный уровень турбулизации течения в проточной части компрессора.

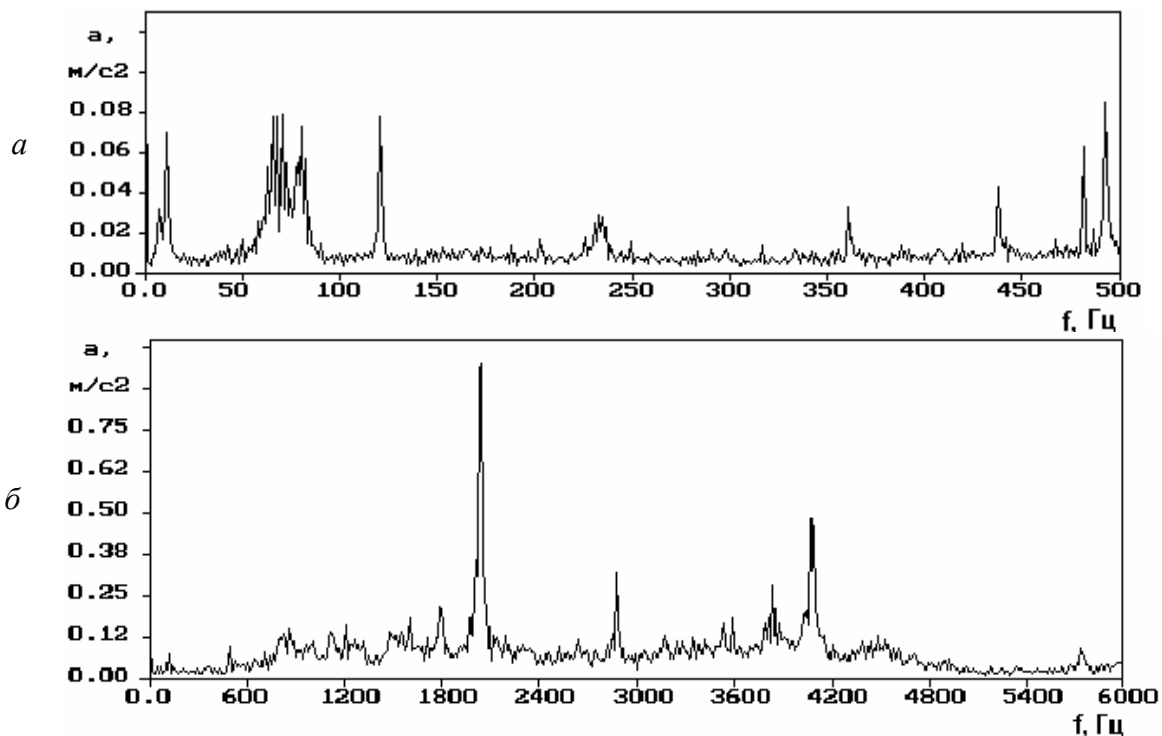


Рис. 3 Спектры колебаний центробежного компрессора ГПА-Ц-6,3А/30-2,2
 a – низкочастотная область; b – высокочастотная область

Таким образом, опытные исследования процессов с помощью вибрационной аппаратуры в пятиступенчатом центробежном компрессоре ГПА в эксплуатационных условиях дожимной компрессорной станции позволили выявить гидродинамические причины колебаний. Нерасчётные режимы работы компрессора при высокой производительности обусловлены повышенным входным давлением газа. При таких условиях лопаточные венцы компрессора обтекаются с большими отрицательными углами атаки, вызывающими отрыв потока от передней стороны лопатки и даже вращающийся срыв. Наряду с измерениями вибраций целесообразно было бы провести исследования потока в проточной части центробежного компрессора на данных режимах работы малоинерционной аппаратурой, что позволило бы получить более подробные сведения о вращающемся срыве.

Литература

1. Ершов В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. Вращающийся срыв.– М.: Машиностроение.– 1966.– 180 с.
2. Грейцер. Явление срыва потока в осевых компрессорах. (Обзор) //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.– 1980.– Т.102, №2.– С.72–97.
3. Fabri J. Rotating stall in axial flow compressors. //Internal Aerodynamics, Institution of Mechanical Engineers. (Conference Cambridge. Session 5: Unsteady flow effects, Paper 9.) July 1967.– P.96–110.

4. Герасименко В.П. Анализ процессов и разработка методов повышения эффективности компрессоров на нерасчётных режимах работы: Дис. докт. техн. наук: 05.04.12.– Харьков, 1993.– 352 с.
5. Sparks C.R. On the transient in tradition of centrifugal compressors and their piping systems. //Trans. of the ASME. Journal of Engineering for power.– Oct., 1983.– Vol.105.– P.891–901.
6. Герасименко В.П. К повышению устойчивости газовых систем с компрессором. //Авиац.-косм. техника і технологія.– Х.: ХАІ.– 2001.– Вип. 23. Двигуни та енергоустановки.– С.45.
7. Герасименко В.П., Анимов Ю.А. Обеспечение газодинамической устойчивости компрессора в условиях периодических возмущений потока. //Авиац.-косм. техника и технология.– Х.: ХАИ.– 2004.– №7(15).– С.69–73.
8. Фринге, Ван-ден-Брамбюссхе. Типы вращающихся срывов в рабочем колесе и в диффузоре компрессора с безлопаточным диффузором. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1984.– Т. 106, №2.– С.93–100.
9. Янсен. Вращающийся срыв потока в радиальном безлопаточном диффузоре. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.– 1964.– Т.86, №4.– С.140–150.
10. Степанов И.Ю. Неустойчивые режимы работы центробежного компрессора с безлопаточным диффузором. //Самолетостроение и техника воздушного флота.– Х.: ХГУ.– 1972.– Вып. 29.– С.53–56.
11. Джонсон, Мур. Развитие срывных зон в межлопаточных каналах центробежного колеса. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1980.– Т.102, №2.– С.123–133.
12. Киносита, Сэноо. Вращающийся срыв в безлопаточных диффузорах центробежных компрессоров с очень малым коэффициентом быстроходности. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1985.– Т.107, №2.– С.172–179.
13. Абдельхамид, Колуилл, Бэрроуз. Экспериментальное исследование нестационарных явлений в безлопаточных радиальных диффузорах. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1979.– Т.101, №1.– С.53–64.
14. Ленеман, Хауэрд. Нестационарные течения во вращающихся каналах колеса центробежного компрессора. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1970.– Т.92, №1.– С.78–86.
15. Мадхаван, Райт. Вращающийся срыв в центробежном вентиляторе, вызванный отрывом потока со стороны давления лопастей. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1985.– Т.107, №3.– С.145–153.
16. Балье. Модель течения в рабочих колесах центробежных компрессоров. //Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.– 1978.– Т.100, №1.– С.167–179.
17. Половко Ю.А., Романова Е.П., Тропп Э.А. Возникновение вращающегося срыва в индукционных МГД течениях. //Журнал технической физики.– 1999.– Т.68, №6.– С.65–70.
18. Beently D.E., Goldman P. Vibration diagnostics of the rotating stall gas flow in centrifugal compressors. // Bently Nevada: "Orbit".– 2000.– V.21, N1.– P.1–10.
19. Исследование нестационарных процессов течения в турбинных ступенях с малым втулочным отношением. /Я.И. Шнеэ, В.И. Пономарев, М.В. Зайцев, Л.В. Поволоцкий, О.Н. Слабченко, А.Д. Немцов //Теплоэнергетика.– 1971.– №10.– С.33–38.

© Герасименко В.П., Бойко М.В., Гарагуль А.А., Налесный Н.Б., 2005