

УДК 621.438

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВСАСЫВАЮЩЕГО И ВЫХЛОПНОГО ТРАКТОВ ГТД ЭНЕРГОБЛОК А ГТЭС С ДВИГАТЕЛЕМ НК-16СТ

А.В. Смирнов

Кандидат технических наук, главный конструктор СКБ ТКМ*
 Контактный тел.: (0542) 24-55-32
 E-mail: tkm@frunze.com.ua

В.А. Левашов

Кандидат технических наук, главный научный сотрудник СКБ ТКМ*
 Контактный тел.: (0542) 32-96-86
 E-mail: tkm@frunze.com.ua

Д.А. Сидоренко*

Контактный тел.: (0542) 24-33-47
 E-mail: tkm@frunze.com.ua

В.Г. Гадьяка

Кандидат технических наук, начальник отдела газодинамики, динамики и прочности машин СКБ ТКМ*
 Контактный тел. (0542) 78-64-98
 E-mail: gadiaka_vg@mail.ru
 *ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»
 ул. Горького, 58, г. Сумы, 40004

А.Н. Маркушин

Главный конструктор КМПО
 Казанское моторостроительное производственное объединение
 ул. Дементьева, 1, г. Казань, Россия, 420036
 Контактный тел. 07 (843) 533-27-72
 E-mail: amarkushin@oao.kmpo.ru

Для всмоктующего тракта ГТД газоперекачивающего агрегата приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований равномерности поля швидкостей і повного тиску на вході в двигун. Для вихлопного тракту ГТД приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований вибрационного стану завитка для різних режимів роботи двигуна

Ключові слова: всмоктуючий тракт, газотурбінний двигун, вихлопний тракт, розрахунково-експериментальні дослідження, повний тиск, вібрація

Для всасывающего тракта ГТД газоперекачивающего агрегата приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований равномерности поля скоростей и полных давлений на входе в двигатель. Для выхлопного тракта ГТД приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований вибрационного состояния улитки для различных режимов работы двигателя

Ключевые слова: всасывающий тракт, газотурбинный двигатель, выхлопной тракт, расчетно-экспериментальные исследования, полное давление, вибрация

Results of design and experimental researches of steadiness of velocity diagram and full pressures at turbine inlet for GT suction duct have been given. Results of design and experimental researches of volute vibration condition for different modes of operation of turbine for GT exhaust duct have been given

Keywords: suction duct, gas turbine engine, exhaust duct, design and experimental research, full pressure, vibration

Введение

Всасывающий и выхлопной тракты газотурбинного двигателя (ГТД) являются объектом для проведения многочисленных исследований как по повышению аэродинамических свойств, так и по обеспечению прочностных характеристик [1,2]. Для всасывающего тракта наибольшую трудность при проектировании создает необходимость одновременного удовлетворения минимально возможного уровня гидравлических потерь и поддержания параметров воздушного потока

обеспечивающих неравномерность полей давления и температуры на уровне одного процента для устойчивой работы компрессора ГТД. Для выхлопного тракта кроме обеспечения минимального уровня гидравлических потерь важным является обеспечение термочности элементов тракта при высоких температурах выхлопных газов и вибропрочности при высоких пульсациях газа. Накопившегося опыта проектирования выхлопного тракта для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с ГТД и газотурбинных электростанций (ГТЭС) недостаточно.

1. Всасывающий тракт

Всасывающий тракт ГТЭС (рис. 1) состоит из вертикального участка (1 - воздухоочистительное устройство, 2 - шумоглушитель) и горизонтального участка (3 - воздухопровод, 4 - диффузор, 5 - камера всасывания с защитной сеткой, лемнисковатой и проставкой (уравнительная труба)). Выхлопной тракт представлен улиткой - 6.

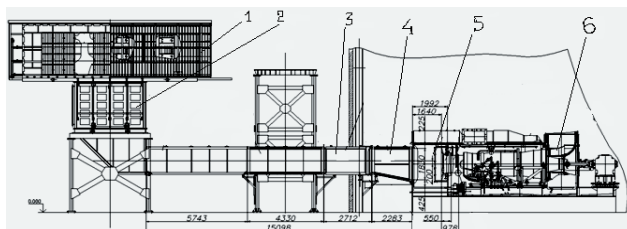


Рис. 1. Всасывающий тракт ГТЭС

В настоящем работе приведены результаты численного расчета течения воздуха в горизонтальном участке 3 всасывающего тракта ГТЭС. Результаты численного расчета получены с учетом дополнительного сопротивления во всасывающей камере за счет каркаса защитной сетки.

Численное моделирование проводилось с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Расчеты проведены для номинального режима работы ГТД (При $N=16\text{МВт}$ и расходе циклового воздуха $G=100\text{кг/с}$).

Трехмерная модель расчетной области с расчетной сеткой, состоящей из 2 990 000 элементов, показана на рис. 2.

Моделирование защитной сетки в программном комплексе ANSYS CFX проводилось с учетом сопротивления элементов каркаса, на котором крепится сетка. Значение коэффициента проходного сечения принималось равное $f_0/f_1=0,35$.

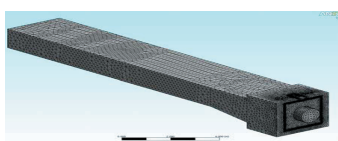


Рис. 2. Трехмерная модель области течения с расчетной сеткой

Задавались следующие граничные условия: на входе – полное давление $0,101\text{Па}$, полная температура 288К ; на выходе – расход 100кг/с . Рабочее тело – воздух, модель турбулентности – SST-модель.

Общая картина распределения скоростей и давлений показана на рис. 3.

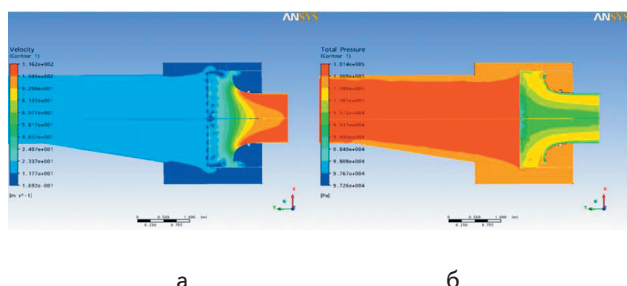


Рис. 3. Эпюры скоростей (а) и полных давлений (б)

На рис. 4 показаны векторы скоростей в диффузоре и камере всасывания с защитной сеткой, лемнисковатой и проставкой

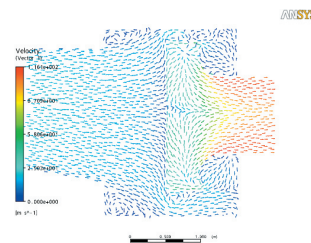


Рис. 4. Векторы скоростей в диффузоре, камере всасывания и лемнисковате с проставкой

Видно, что в диффузоре (угол расширения 11 град, степень расширения $1,29$) отсутствуют срывы потока и зоны обратных вихревых токов. В секции всасывания силового блока имеются зоны вихреобразования (скачкообразный переход от диффузора к всасывающей камере, тыльная сторона лемнисковаты, зона защитной решетки), но перед лемнисковатой происходит выравнивание потока.

На рис. 5 приведены эпюры статического и полного давлений в сечении лемнисковаты перед входом в двигатель.

Неравномерность поля давлений для данного сечения составила менее 1% . По результатам расчета давления в поперечных сечениях лемнисковаты и проставки построен график изменения давления P_{\min}/P_{\max} по их длине (рис. 6).

Результаты численного расчета течения газа в горизонтальном участке всасывающего тракта показали, что потери полного давления составляют $\Delta P^*=1361\text{Па}$.

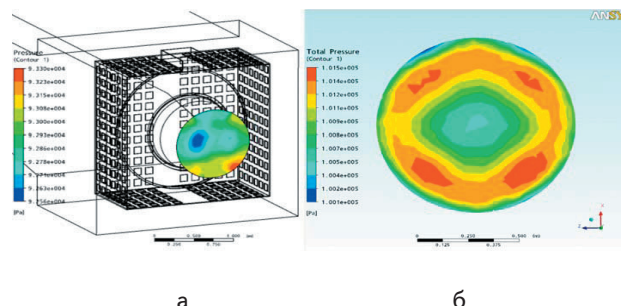


Рис. 5. Эпюры статического (а) и полного (б) давлений в сечении проставки перед входом в двигатель

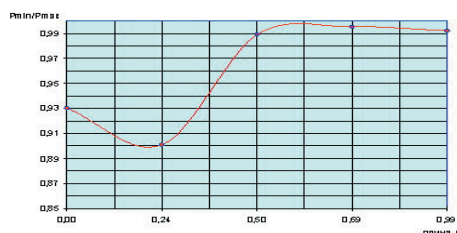


Рис. 6. График изменения P_{\min}/P_{\max} по длине лемнисковаты с проставкой

Целью проведения испытания двигателя газотурбинного НК-16СТ в составе энергоблока ГТЭС Рогожниковского месторождения явилось экспери-

ментальное определение фактических значений неравномерности поля давлений потока воздуха и температур на входе в ГТД.

В качестве отбора давлений применялась «гребенка» с смонтированными в нее термопарами. «Гребенка» устанавливалась в проставке на расстоянии 150 мм от кока двигателя (рис. 7). В качестве датчиков давления (разряжения) применялись датчики давления Метран-100ДВ с диапазоном измерения 0,1...2,5 кПа. Измерения производились на режимах 1, 2, 3, 4, 6, 8 и 12 мВт при вертикальном и горизонтальном расположении «гребенки» с выдержкой 10...15 минут на каждом режиме.

На рис. 8 представлены результаты экспериментального замера полного давления при вертикальном расположении «гребенки» для всех режимов работы двигателя и расчетная кривая, полученная для режима работы двигателя 12 мВт. При этом погрешность расчетных и экспериментальных данных не превышает 0,34 %.



Рис. 7. «Гребенка», установленная в поставке

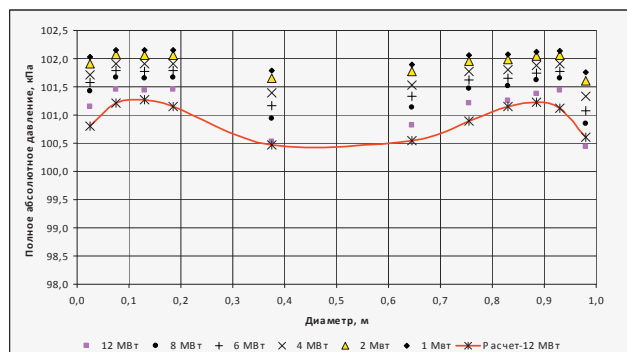


Рис. 8. График распределения полного давления

2. Выхлопной тракт

В работах [3,4] выделены два основных вида нагрузок, действующих на выхлопной тракт со стороны газового потока:

- температурные нагрузки (температура газа в выхлопном тракте составляет 580-680(К)), которые приводят к значительным деформациям конструкции элементов и снижению физико-механических свойств материалов;

- динамические нагрузки, которые в основном связаны с условиями движения газового потока по выхлопному тракту.

Замечено, что на энергоблоках ГТЭС во время работы происходят разрушения корпусов улиток выхлопного тракта двигателя НК-16СТ. Разрушения носят усталостный характер и проявляются в растрески-

вании листов наружного конуса и изломе продольных стержней. На Талаканском месторождении эксплуатация ГТД на электростанциях проводится на малых мощностях (1...5 мВт). Учитывая успешную эксплуатацию выхлопного тракта ГТД на других электростанциях при номинальной мощности, было высказано предположение, что поломки происходят из-за режимов работы двигателя на малых мощностях.

Для выяснения причин разрушения было проведено испытания аналогичной улитки выхлопного тракта ЭГТУ-16 энергетического комплекса ОАО «Сумское НПО им.М.В. Фрунзе». В рамках испытаний были выполнены следующие расчетно-экспериментальные работы:

- определены частоты собственных колебаний конструкции улитки ударным методом;
- выполнен расчет собственных частот и форм колебаний улитки;
- измерен уровень вибрации корпуса улитки при различных режимах работы ЭГТУ;
- определен уровень пульсаций потока выхлопного газа в улитке при различных режимах работы ЭГТУ.

При определении частот собственных колебаний конструкции улитки ударным методом использовались датчики измерения абсолютной вибрации типа 4371 фирмы «Брюль и Кьер», измерительный комплекс ИКСД-16 и молоток с резиновой насадкой.

При вибрационном обследовании корпусных колебаний использовалась аппаратура измерения абсолютной вибрации ИВА-И с датчиками вибрации АР 63 и измерительный комплекс ИКСД-16. Суммарная погрешность канала измерения вибрации составила 3,7 %:

При измерении пульсаций потока выхлопного газа в улитке использовались индуктивные дифференциальные датчики давления ДМИ 1-2 с вторичными преобразователями давления KWS 526 и измерительный комплекс ИКСД-16. Суммарная погрешность канала измерения пульсации давления составила 3,3 %. Ввиду высокой температуры газов в выхлопной шахте датчики пульсации давления были вынесены из горячей зоны импульсными трубками.

Обследование проводилось на 8-ми режимах работы ЭГТУ. Каждый режим работы выдерживался в течение 10 мин. Максимальный режим (13 мВт) ограничивался допустимой температурой датчиков измерения вибрации (не более 400 С). При мощности двигателя НК-16СТ равной 13мВт, температура в зоне установки датчиков составила 396 С.

Точки измерения вибраций корпуса улитки и пульсаций газа приведены на рис. 9.

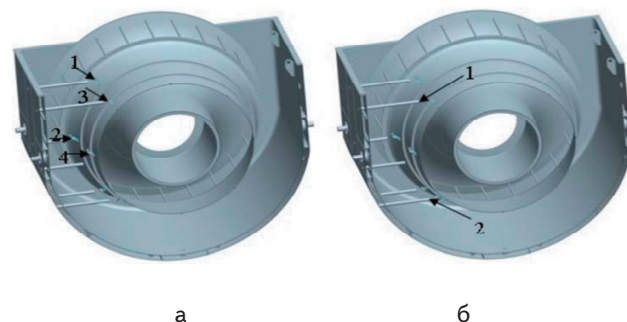


Рис. 9. Точки измерения вибрации (а) пульсации давления (б)

Основные выводы по результатам измерения пульсации потока следующие:

- пульсации потока имеет характер, подобный корпусным вибрациям. При малых мощностях спектр пульсаций более густой. Общий уровень колебаний давления достигает 0.1 кг/см^2 . При этом максимальные пульсации давления соответствуют низким частотам, и достигают значения 0.1 атм .

- при работе на мощностях ($6...13 \text{ МВт}$) общий уровень колебаний давления составляет 0.05 кг/см^2 , колебания давления происходят с высокими частотами и достигают уровня $0.004\text{-}0.005 \text{ кг/см}^2$.

Сделать вывод о напряженном состоянии улитки по результатам измерения пульсации потока не представляется возможным.

Как отмечается в работе [5], синхронно зарегистрированные сигналы динамического давления и колебаний наружной стенки системы выхлопа схожи по форме, отрицательные пики колебаний стенки совпадают во времени с процессами падения давления в структуре газового потока. Также показано, что энергия и форма колебаний наружной стенки выхлопного тракта и соответствующие параметры динамических нагрузок, возникающих за счет колебания давления в газовом потоке выхлопа, совпадают. Поэтому основное внимание при анализе экспериментальных данных было уделено корпусным вибрациям.

Зависимости изменения размаха и среднеквадратичного значения (СКЗ) виброскорости наружного конуса улитки от мощности генератора приведены на рис. 10,а; величины СКЗ виброперемещения, полученные путем интегрирования виброскорости приведены на рис. 10,б.

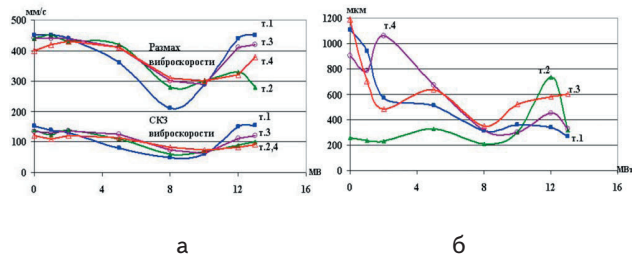


Рис. 10. Размах и СКЗ скорости (а) и СКЗ перемещения (б)

Спектральные характеристики размаха виброскорости, измеренные на корпусе улитки при мощности 5 МВт , приведены на рис. 11, а при мощности 10 МВт на рис. 12. На спектральных характеристиках обозначены также значения частот в спектре, амплитуды которых вносят основной вклад в общий уровень вибрации.

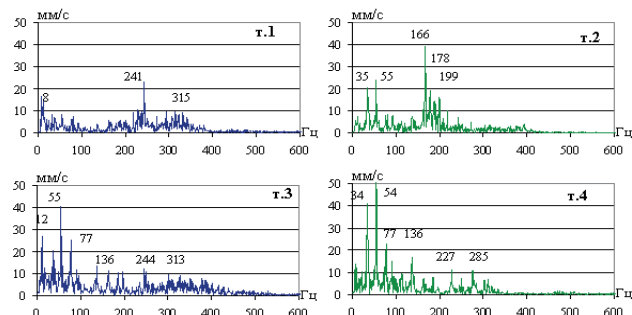


Рис. 11. Спектральные характеристики при мощности 5 МВт

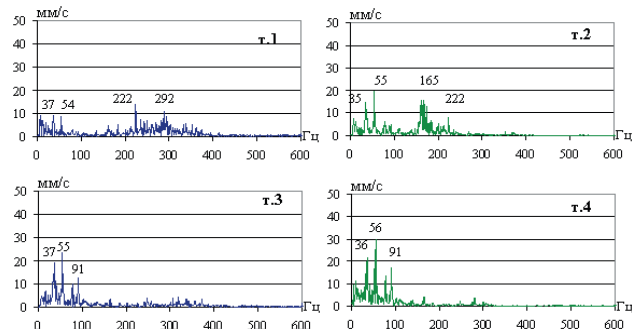


Рис. 12. Спектральные характеристики при мощности 10 МВт

По результатам измерения вибрации корпуса можно сделать следующие выводы:

- общее вибрационное состояние улитки определяется вынужденными колебаниями с частотами в диапазоне $6...70 \text{ Гц}$, а также резонансными колебаниями с частотами собственных колебаний в диапазоне $100...300 \text{ Гц}$;

- наибольшие амплитуды корпусной вибрации улитки достигают значения 220 мм/с (виброперемещение 1.2 мм) при мощностях $0...5 \text{ МВт}$. При мощностях $6...13 \text{ МВт}$ вибрации снижаются до 120 мм/с ($0,6 \text{ мм}$);

- при работе на малых мощностях ($0...5 \text{ МВт}$) основной вклад в спектр вибрации вносят колебания на низких частотах ($6...70 \text{ Гц}$) с амплитудой колебаний $20...30 \text{ мм/с}$ ($0,5...0,6 \text{ мм}$), а также резонансные колебания с частотами $167...225 \text{ Гц}$, совпадающими с низшими собственными частотами колебаний улитки. Амплитуда колебаний при этом достигает значения 50 мм/с ($0,04...0,1 \text{ мм}$).

- при работе на мощностях ($6...13 \text{ МВт}$) амплитуды низкочастотных колебаний составляют $10...15 \text{ мм/с}$ ($0,1...0,15 \text{ мм}$). Основной вклад в общий уровень вибрации вносят частоты в диапазоне $240...400 \text{ Гц}$. Амплитуда колебаний при этом достигает значения $10...25 \text{ мм/с}$ ($0,01...0,02 \text{ мм}$).

Для оценки возможности возникновения резонансных колебаний улитки, вызванных пульсациями газового потока, ее собственные частоты были определены экспериментальным и расчетным путем.

При экспериментальном измерении импульсное возмущение осуществлялось ударным методом с помощью молотка с резиновой насадкой. Собственные частоты определялись по результатам спектрального анализа наблюдаемых колебаний. Анализ полученных данных показал хорошую повторяемость результатов во всех точках измерений.

Расчет собственных колебаний улитки выполнен с помощью программного комплекса «ANSYS». Расчеты выполнены для двух вариантов улитки с толщиной наружного конуса 3 мм и конуса толщиной 4 мм усиленного бандажом. В результате расчета получены значения низших собственных частот и построены соответствующие им формы колебаний.

Анализ экспериментальных и расчетных данных показывает их достаточное соответствие. Наиболее характерные формы колебаний для улитки с толщиной наружного конуса 3 мм приведены на рис. 13.

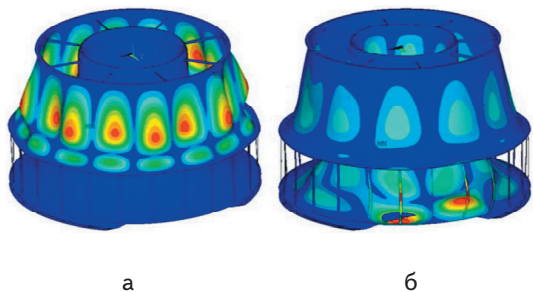


Рис. 13. Собственная форма при частотах 157 Гц (а) и 219 Гц (б)

Учитывая характер разрушения наружного конуса улитки, наиболее опасными представляются формы колебаний, аналогичные форме, представленной на рис. 13,а. Для улитки с толщиной наружного конуса 3мм частоты, соответствующие таким формам выделены жирным шрифтом. Соответствующие им формы отличаются только количеством пучностей на наружном конусе. Более высокой частоте соответствует большее число волн в окружном направлении. С точки зрения разрушения стержней наиболее опасными представляются формы, аналогичные приведенной на рис. 13,б. Частоты 216 Гц и 219 Гц с такими формами выделены в таблице курсивом. Как видно из таблицы 2 спектр собственных частот улитки достаточно густой.

Из-за этого отстройка частот собственных колебаний от возмущающих частот во всем диапазоне спектра возбуждения невозможна. Единственная возможность уменьшения усталостных напряжений – смещение наиболее опасных частот в более высокую область за счет ужесточения конструкции конуса. Это существенно уменьшит напряжения от вынужденных колебаний и повысит надежность конструкции на всех режимах работы. Так, в улитке с наружным конусом толщиной 4 мм и банджом, частоты, соответствующие колебаниям по форме рис. 13,а, увеличились на 37 Гц и более и сместились в область более высоких частот. Частоты, при которых возбуждаются колебания стержней, также увеличились с 216 Гц и 219 Гц до 266 Гц.

Выводы

1. Проведенные расчетные исследования всасывающего тракта ГТЭС на основе численного моделирования пространственного течения учитывающие дополнительное сопротивление во всасывающей камере

(каркас защитной сетки), показали, что в диффузоре отсутствуют срывные течения, отношение давлений P_{\min}/P_{\max} составляет более 0,99, потери полного давления составляют менее 2000Па, что соответствует требованиям ТУ 16.000.000ТУ6-2 на двигатель НК-16СТ. Экспериментальные исследования подтвердили отсутствие неравномерности полного давления на входе в двигатель.

2. Работа ГТД на мощностях в диапазоне 0...5 МВт вызывает интенсивные вынужденные колебания улитки с низкими частотами, и резонансные колебания с собственными частотами и является опасной с точки зрения возникновения в конструкции переменных усталостных напряжений. Учитывая общий высокий уровень термонапряженного состояния, это может приводить к возникновению усталостных трещин в материале.

В связи с этим разработана новая конструкция улитки, позволившая уменьшить переменные изгибные напряжения от вынужденных и резонансных колебаний в наружном конусе улитки и тем самым повысить надежность конструкции.

Литература

1. Кувайцева И.Р. О проектировании входных трактов ГПА "НЕВА-16" и "НЕВА-25" на основе численного моделирования пространственных течений / И.Р. Кувайцева, С.Х. Сизова, В.М. Юрочкин, Д.К. Зайцев, А.И. Кириллов, В.В. Рис, Э.А. Рудинский, Е.М. Смирнов // Турбины и компрессоры. Выпуск №6,7 (2,3-98). Санкт-Петербург, 1998 г., С. 5-13.
2. Вершавский С. Особенности проектирования выхлопного патрубка ГТД-110 / С. Вершковский, Б. Исаков, В. Стародубец, В. Федан // «Газотурбинные технологии». Май-июнь 2002 г. С. 18-19.
3. Римский-Корсаков А.В. Акустика турбулентных потоков – М.: Наука, 1983. – 157с.
4. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей – М.: Машиностроение, 1973. – 224с.
5. Лобанов А.Ю. Анализ динамических нагрузок в потоке выхлопа газоперекачивающих агрегатов (ГПА) / А.Ю. Лобанов, А.Ф. Сальников // Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем: Международная научная конференция "Проблемы баллистики – 2006" Пятая международная школа-семинар. – СПб, 2006. – С. 149-150.