

# НЕФТЕГАЗОВЫЕ

ТЕХНОЛОГИИ

[www.ogt.ru](http://www.ogt.ru)

№5 Май 2011

**Дополнительно на CD-диске:**  
цветная версия журнала  
уплотнения, НР 2009  
характеристика коллектора, ВО 2009  
компании



Инжиниринговой компании «ЛЕННИИХИММАШ» исполняется 80 лет!

В настоящее время это многопрофильное предприятие, осуществляющее исследования, проектирование, изготовление, поставку оборудования и управление строительными работами технологических комплексов

## РАЗРАБОТКА СОВРЕМЕННЫХ АППАРАТОВ ГАШЕНИЯ ПУЛЬСАЦИИ

Бессонный Е. А., Машковцев П. Д., Колеснев Д. П., Михайлов А. В., «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт химического машиностроения ООО «ЛЕННИИХИММАШ»

Акустические фильтры, изготовленные путем компоновки внутренних устройств с заданными акустическими характеристиками, решают проблему гашения пульсации

В процессе производства компрессоров основное внимание в первую очередь уделяется увеличению рабочей частоты вала компрессора. В связи с этим возникает необходимость усовершенствования устройств снижения пульсации в коммуникациях высокооборотных и многорежимных компрессоров. Пустотелые буферные емкости уже не могут обеспечить эффективное гашение колебаний во всем диапазоне режимов работы компрессора (либо такой аппарат будет иметь значительный объем), а разработка более сложных устройств потребует изменения подхода к проектированию устройств гашения пульсации.

Последнее время разработку так называемых акустических фильтров стало уделяться гораздо больше внимания. Акустический фильтр представляет собой инструмент сложной конфигурации, включая внутренние камеры, трубки, решетки или любые другие устройства, обладающие активными и реактивными сопротивлениями. Благодаря компоновке внутренних устройств фильтра с заданными акустическими характеристиками, можно добиться устранения резонансных режимов во всем диапазоне рабочих частот компрессора.

При проектировании компрессорной станции Волгоградской ПХГ благодаря использованию компрессоров большой мощности (5 МВт) с достаточно высокой частотой вращения вала (до 1000 об/мин) и широким диапазоном изменения частоты вращения (800 – 1000 об/мин), было принято решение отказаться от использования пустотелых буферных емкостей (ввиду их значительных габаритов) и разработать настраиваемые акустические фильтры.

Основные характеристики используемого компрессора представлены в табл. 1.

Проектируя инструмент, назначением которого является гашение пульсации давления, необходимо стремиться к обеспечению следующих рабочих показателей:

- заданный нормами и правилами уровень пульсации рабочего давления в аппарате во всем диапазоне режимов работы компрессора;

- минимальное гидравлическое сопротивление аппарата;

- минимальные габаритные размеры аппарата.

Проектирование проводилось в несколько этапов. В основу конструкции фильтра лег принцип камерного гасителя колебаний (рис. 1), который состоит из расширительных камер определенного объема и длины, соединенных между собой одной или несколькими трубками, и работает, как акустический фильтр низкой частоты. Такой фильтр пропускает колебания с частотами, ниже граничной, и задерживает колебания высокой частоты. Определение геометрических параметров элементов фильтра (объема камер, диаметра и длины трубок) для обеспечения необходимых характеристик гашения колебаний, сопряжено с некоторыми трудностями ввиду вариантности расчета. Следует помнить, что элементы фильтра влияют друг на друга, образуя спектр полос гашения и пропускания. При этом каждый отдельный элемент имеет свои собственные акустические частоты. Совокупная характеристика фильтра должна быть такой, чтобы диапазон режимов работы совпадал с полосой гашения фильтра. Осуществить подобный расчет вручную достаточно сложно, поэтому при помощи современных САПР можно достаточно быстро получить точные характеристики фильтра.

Таблица 1. Основные характеристики компрессора

Параметры	Значение
Тип компрессора	Шестирядный, оппозитный
Тип поршня	Трехрядный, двустороннего действия
Ход поршня, мм	146
Диаметр поршня, мм	231,8
Число оборотов, об/мин	800–1000



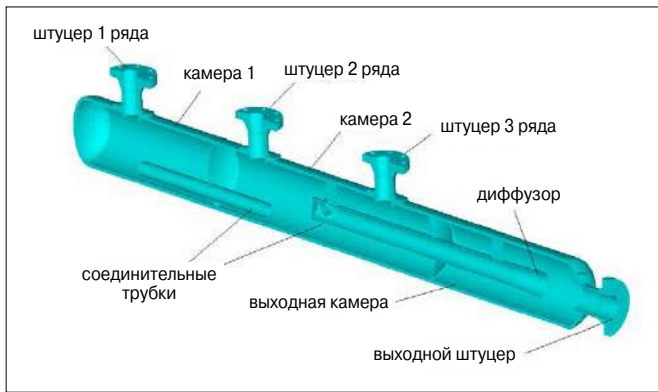


Рис. 1. Устройство акустического фильтра

Переходя к рассмотрению конструкции фильтра, можно увидеть, что обычная пустотелая буферная емкость нагнетания разделена внутренними перегородками на три камеры определенного объема, сообщающиеся между собой с помощью межкамерных трубок (рис. 2).

На камеру 1 работает один цилиндр двойного действия, на камеру 2 — два. Выходная камера выполняет функцию смесительной; через патрубков она сообщается с нагнетательным трубопроводом, и ее объем определяется с целью получения требуемой акустической характеристики присоединяемой газопроводной обвязки и стабилизации потока рабочего тела на выходе из соединительной трубки камеры 2. Все элементы фильтра направлены на гашение акустической неравномерности.

Гашение акустической неравномерности в конструкции происходит за счет принятого объема камер, а также реактивного сопротивления переходов «камера-трубка» и «трубка-камера». Сглаживание неравномерности скоростного напора потока происходит в двух камерах, которые непосредственно сообщаются с входом в цилиндры компрессора.

На первом этапе объем камер фильтра выбирался исходя из условия обеспечения величины массовой неравномерности, без учета акустических характеристик. Вместимость камер фильтра должна обеспечивать снижение степени неравномерности давления до величины, регламентируемой ПБ 03-582-03, на основных режимах работы компрессора, указанных в табл. 2, с

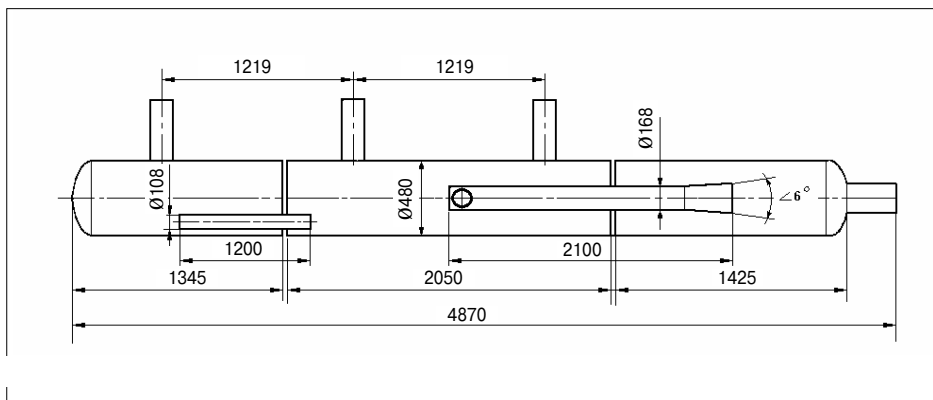


Рис. 2. Эскиз фильтра с характерными размерами

учетом работы регуляторов производительности. Для определения вместимости камер фильтра расчет проводится на основе расчетных формул согласно отчету [3] и реализованных в программе BRP-251.

Согласно методике объемные скорости газа рассчитываются по формуле:

$$V_{ij} = F_{\Pi i} \cdot S \pi [\sin(\alpha_{ij} + \varphi_i) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_{ij} + \varphi_i)],$$

где  $i$  — номер рабочей полости;  $j$  — угол вращения вала;  $F_{\Pi i}$  — рабочая площадь поршня,  $m^2$ ;  $S$  — ход поршня,  $m$ ;  $\alpha_{ij}$  — угол открытия нагнетательных клапанов,  $rad$ ;  $\varphi_i$  — углы опережения поворота кривошипа полости  $I$  в сравнении с углом поворота кривошипа ряда, в котором расположена  $I$ -я (основная) рабочая полость,  $rad$ ;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

$$V_{cj} = \sum_{i=1}^{i_0} V_{ij},$$

$$\Delta V_j = (V_{cj} - V_{cp}) \frac{\Delta \alpha}{2\pi i},$$

где  $V_{cp}$  — средняя скорость непрерывности потока. Значение  $\Delta \alpha$  определяется как:

$$\Delta \alpha = \frac{\pi}{180},$$

$$V_{\delta} = \frac{k(\sum \Delta V_j)_{\max}}{\delta} - V_{\Pi},$$

где  $k$  — показатель адиабаты;  $V_{\Pi}$  — объем газовой полости цилиндра,  $m^3$ .

Данная методика предназначена для расчета необходимого объема буферной емкости, обеспечивающей заданную степень неравномерности. В табл. 3 приведены основные данные и результаты расчета.

В процессе расчета рассматривались три рабочих режима — номинальный, с максимальной производительностью и минимальной производительностью. Для расчета был выбран последний режим, поскольку именно при малой производительности компрессора в трубопроводной обвязке наблюдается максимальная пульсация давления.

Степень неравномерности давления внутри буферной емкости во всех возможных режимах работы компрессора, согласно ПБ 03-582-03 [1], должна отвечать условию:

$$\delta \leq 3 \cdot P^{-0,34}, \quad (1)$$

где  $\delta$  — %;  $P$  — давление в емкости (абс.), МПа.

Степень неравномерности давления внутри буферной емкости, согласно API-618-95, должна отвечать условию:

$$\delta \leq \frac{4,1}{P_L^{1/3}}, \quad (2)$$

где  $\delta$  – %;  $P_L$  – давление в трубопроводе (абс.), бар.

Сравнивая значение допустимой степени неравномерности давления в соответствии с двумя стандартами ПБ 03-582-03 и API-618-95 можно увидеть, что второй стандарт предусматривает меньшие величины неравномерности. Однако для снижения габаритных размеров аппарата при выборе предварительных объемов камер лучше руководствоваться стандартом 1 (ПБ 03-582-03).

Таблица 2. Основные характеристики рабочих режимов компрессора (числовое значение для 1-й ступени)

Параметры	Номинальный		Максимальная производительность	
	всас.	нагн.	всас.	нагн.
Давление, МПа (абс.)	5,0	9,78	5,7	10,57
Температура среды, °С	30	89	30	84
Производительность, нм³/ч	82 145		103 409	
Массовая производительность, кг/ч	56 117		70 643	

Показатель адиабаты газа – 1,31  
Газовая постоянная – 506,9 Дж/кгЧ

Таблица 3. Расчет объемов, обеспечивающих допустимую степень неравномерности в буферной емкости нагнетания 1-й ступени

Параметры	Режимы					
	минимальная производительность		номинальный		максимальная производительность	
Давление нагнетания, МПа	9,93		9,78		10,57	
Плотность газа на нагнетании из ступени, кг/м³	52,9		53,3		58,4	
Массовая производительность, кг/с	12,26		15,59		19,62	
Допустимая степень неравномерности по ПБ 03-582-03, %	1,37		1,38		1,35	
Допустимая степень неравномерности по API-618-95, %	0,88		0,89		0,86	
<b>Значения величин для отдельных камер буферной емкости</b>						
Номер камеры	1	2	1	2	1	2
Количество полостей цилиндров, сообщающихся с камерой	2	4	2	4	2	4
Объем, обеспечивающий допустимую степень неравномерности по 03-582-03, м³	0,213	0,276	0,215	0,26	0,217	0,246
Принятый объем буферного пространства, м³	0,229	0,350	0,229	0,350	0,229	0,350
Степень неравномерности, обеспечиваемая принятым объемом буферного пространства, %	1,27	1,08	1,29	1,02	1,28	0,95

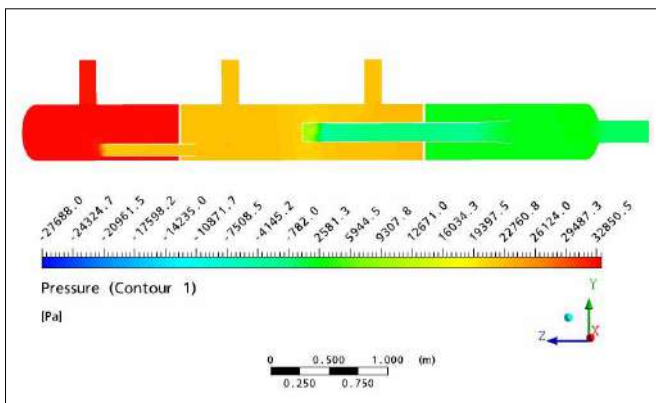


Рис. 3. Потери напора давления (номинальный режим)

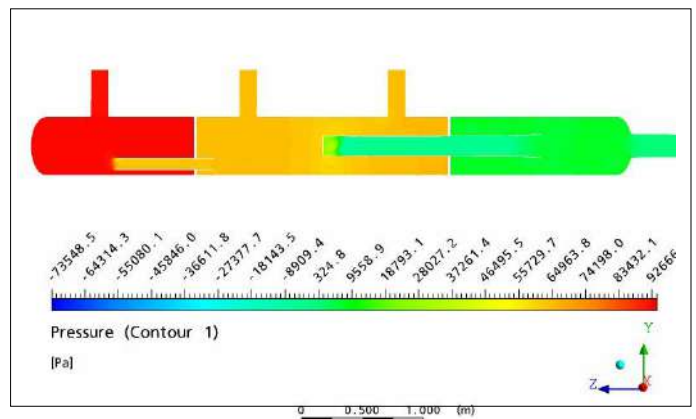


Рис. 4. Потери напора давления (режим параллельного сжатия)

Таблица 4. Результаты анализа собственных частот акустического фильтра

Участок	Частота, Гц	№ гармоники
От штуцера 1 ряда до выходного штуцера	7,44	1
От штуцера 1 ряда до штуцера 3 ряда	17,71	1
От штуцера 3 ряда и по всей длине выходной камеры	37,49	1
Участок от штуцера 2 ряда до штуцера 3 ряда	60,51	1
Камера 1 со штуцером 1 ряда	71,78	1
Камера 2 со штуцером 2 ряда	73,82	1
Камера 2 на всю свою длину	126,64	1

Таблица 5. Исходные данные гидравлического расчета

Показатели	Режим	
	Номинальный	Параллельное сжатие
Объемный расход, м³/ч	82 145	116 962
Давление в емкости, МПа	9,78	6,0
Температура газа, °С	89	38
Плотность газа, кг/м³	57,87	42,48
Динамическая вязкость газа, Па·с	1,53·10 <sup>-5</sup>	1,30·10 <sup>-5</sup>
Теплопроводность газа, Вт/(м·К)	0,0507	0,0407
Скорость потока на входе в емкость, м/с	5,5	11,0
Допустимые гидравлические потери давления, МПа	0,0811	0,0811

Таблица 6. Результаты гидравлического расчета

Показатели	Режим	
	Номинальный	Параллельное сжатие
Гидравлические потери давления, МПа	0,0328	0,0927
Полное давление, МПа	0,0345	0,0976
Максимальная скорость потока, м/с	31,2	58,7

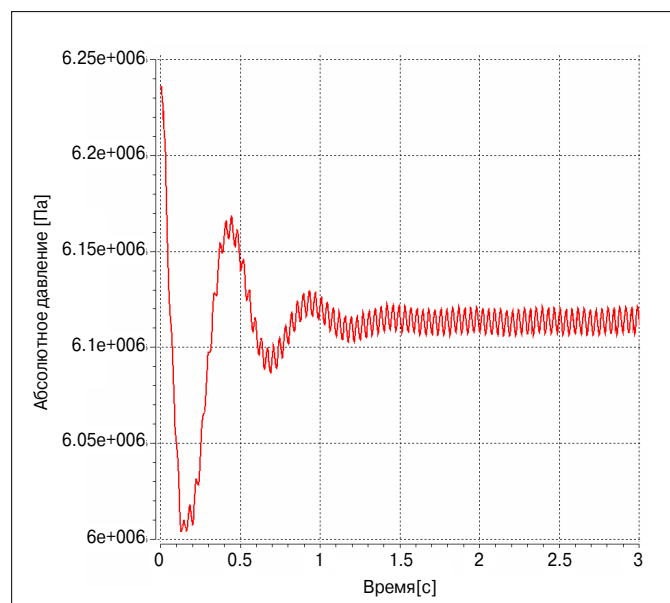


Рис. 5. График распределения абсолютного давления в выходном штуцере фильтра

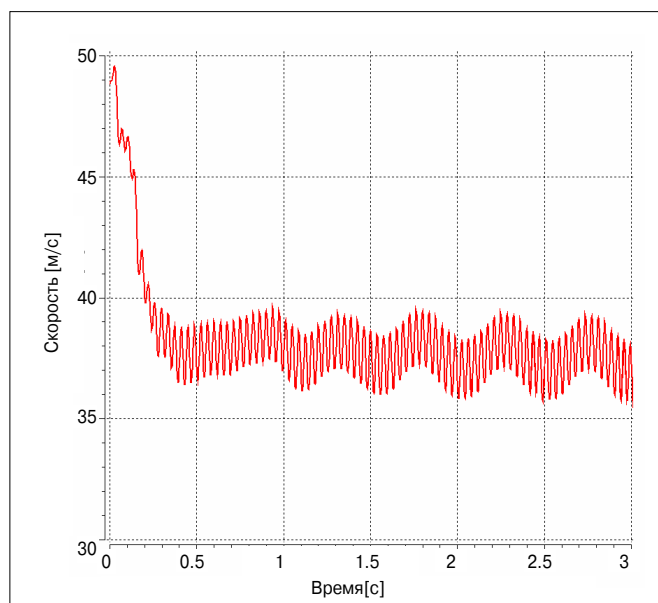


Рис. 6. График распределения скоростей в выходном штуцере фильтра

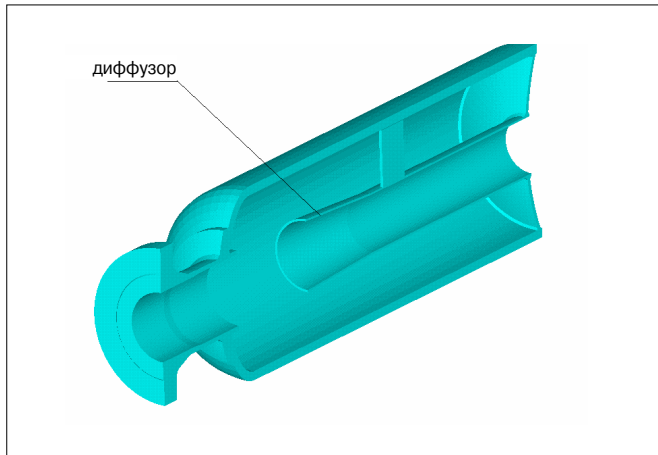


Рис. 7. Диффузор на внутренней трубке в смешивательной камере

При этом необходимо помнить, что элементы фильтра, настроенные на рабочий диапазон режимов работы компрессора, будут препятствовать возникновению пульсации давления на рабочих частотах, что приведет к дополнительному снижению уровня пульсации на выходе из аппарата. Правильность данного утверждения подтверждается динамическим расчетом фильтра. Поэтому при одном и том же коэффициенте сглаживания пульсации давления для конструкции фильтра требуются гораздо меньшие габариты по сравнению с пустотелой емкостью.

По результатам расчета видно, что принятые объемы камер 1 и 2 удовлетворяют требованиям ПБ 03-582-03.

На следующем этапе проводится модальный анализ методом конечных элементов. По результатам расчета конструкция оптимизируется. В процессе выявляются комплексные частоты, которые могут вызвать резонанс в процессе работы аппарата. Поэтому требующие изменений (по результатам расчета) трубки или камеры укорачиваются или удлиняются в соответствии с результатами модального анализа. Также с целью изменения частотных характеристик аппарата принимаются дополнительные меры. Механическая частота работы компрессора колеблется в пределах от 13,3 до 16,7 Гц, а акустическая возмущающая частота находится в интервале от 79,8 до 100,2 Гц. Результаты анализа собственных частот представлены в табл. 4 по участкам, отмеченным на рис. 1.

Из результатов модального анализа видно, что ни одна собственная частота не лежит в пределах возмущающей акустической частоты либо ее последующих обертонов.

Для определения гидравлических потерь проводился стационарный расчет для номинального режима и режима с максимальной производительностью. На заключительном этапе проводится нестационарный анализ аппарата при максимальном расходе. В табл. 4 указаны основные данные для расчета.

Гидравлический расчет буферной емкости нагнетания первой ступени проводился для определения гидравлических потерь в номинальном режиме работы компрессора и режиме параллельного сжатия, характеризующемся максимальным расходом. Для остальных режимов гидравлические потери не будут превышать значения, полученные с учетом максимального расхода.

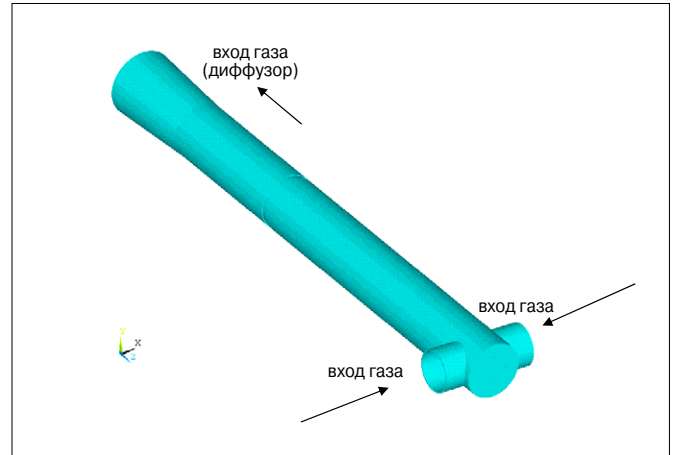


Рис. 8. Внутренняя трубка

Перед тем как перейти к анализу результатов расчета разработанной конструкции, следует отметить, что предварительно был проведен расчет емкости нагнетания с конструкцией внутренних устройств. В процессе проведения анализа результатов этого расчета был выявлен существенный недостаток конструкции: на выходе из трубки, соединяющей камеру 2 со смешивательной камерой 3, поток газа имел ярко выраженное неравномерное поле скоростей (более 50 м/с) по сечению трубки (рис. 5). Вследствие этого поток попадал в выходной патрубок емкости, практически не заполняя основной объем камеры, что отрицательно сказывалось на величине потерь давления в рассматриваемой системе.

Для более эффективного использования объема смешивательной камеры и снижения потерь давления потока на выходном конце трубки был установлен диффузор (рис. 6), позволяющий снизить скорость потока и потери давления в системе и получить более равномерное поле скоростей на выходе из трубки.

Для получения равномерного поля скоростей на входе в трубку входной участок был выполнен в виде тройника с заваренным торцом (рис. 7). Газ входит по боковым каналам двумя встречными потоками, которые взаимно гасят и уравнивают друг друга. Результаты расчета сведены в табл. 6. На рис. 3, 4 приведены потери напора давления по камерам аппарата.

Расчет проводился при помощи пакета конечных элементов ANSYS/CFX.

При стационарном анализе течения скорость потока на входе в аппарат задается постоянной. На самом же деле нагнетание газа в емкость через штуцер носит периодический характер даже с учетом того, что на каждый штуцер емкости приходится два клапана. Следовательно, расход через емкость постоянно колеблется, и учитываются средние (а не максимальные) гидравлические потери, определенные на основе стационарного расчета. Это позволяет с достаточной степенью точности оценивать эффективность работы аппарата.

Из табл. 5 и 6 видно, что для номинального режима гидравлические потери не превышают допустимых значений.

Для режима параллельного сжатия превышение составляет 12 % от номинальной величины. Однако, изменение конструкции емкости, которое может



способствовать приведению значений потерь давления к номинальной величине, может стать причиной значительного увеличения габаритов аппарата или сдвига собственных акустических частот в область резонанса (что приведет к большим потерям давления, чем существующие).

Последним этапом проводится нестационарный анализ течения в аппарате для номинального режима. В отличие от стационарного расчета на входе задается скорость (в виде функции от времени), которая соответствует действительному периодическому процессу при нагнетании газа из компрессора.

Расчет нацелен на определение колебаний давления и скоростного напора струи газа на выходе из аппарата.

Проанализируем результаты нестационарного гидравлического расчета.

Графики на рис. 5, 6 показывают изменение величин абсолютного давления и скорости потока на выходном штуцере аппарата. На этапе 1 расчета (момент времени  $t = 0$ ) в качестве начальных параметров импортированы данные из стационарного расчета, вследствие чего графики начинаются с повышенных значений давления и скорости.

Неравномерность давления на выходе из аппарата составляет примерно 15 кПа, а амплитуда пульсации равна 7,5 кПа (или примерно 0,125 %), что намного меньше допустимой неравномерности регламентированной по ПБ 03-582-03 и по API-618-95.

Неравномерность скорости достигает около 3,5 м/с.

Таким образом, с применением современных средств проектирования и расчетов возможна разработка методики по проектированию аппаратов гашения пульсации для высокооборотных компрессорных машин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование работы межступенчатой аппаратуры и коммуникаций поршневых компрессорных установок с целью оптимизации проектных решений. Этап 4. Разработка Теоретических положений методики проектировочного расчета коммуникаций поршневой компрессорной установки, ЛенНИИХиммаш, 1981 г.
2. Видякин Ю. А. и др. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах, Л, Машиностроение, 1972.
3. Отчет по этапу 2 темы 03004 «Исследование современных направлений НИР и ОКР и теоретический анализ конструктивных решений. Патентно-информационный поиск», ЛенНИИХиммаш, 1980.



**Бессонный Евгений Анатольевич**, кандидат технических наук, генеральный директор инженеринговой компании «ЛЕННИИХИММАШ», (г. Санкт-Петербург). Евгений Анатольевич работал в научно-техническом центре нефтегазового оборудования и установок компании «ЛЕННИИХИММАШ» и работал над рядом инженерных проектов, включая разработку уникального оборудования для заводов «Бисфенол-А» и «Поликарбонаты», включая установки по получению пропан-бутановой смеси производительностью 3 млрд м<sup>3</sup>/год каждая, установки по переработке попутного нефтяного газа мощностью 3 млрд м<sup>3</sup>/год, установки по переработке нефтяного газа мощностью 2 млрд м<sup>3</sup> газа/год. Г-н Бессонный руководил работами: по развитию нового направления — созданию производства получения поликристаллического кремния», производства высококачественных мембранных предохранительных устройств и т.д. Г-н Бессонный имеет более 15 научных трудов и 2 изобретения. За плодотворную работу награжден медалью «В память 300-летия Санкт-Петербурга».



**Машковцев Павел Дмитриевич**, директор по проектированию компании «ЛЕННИИХИММАШ». Г-н Машковцев окончил Московский авиационный институт им. С. Орджоникидзе по специальности динамика полета и управление. С 1996 г. работает в сфере химического машиностроения «ЛЕННИИХИММАШ». Прошел путь от ведущего инженера до директора по проектированию. Руководит выполнением комплексных проектов и разработкой инновационных технологий в сфере переработки природного газа для крупнейших предприятий нефтегазовой отрасли.



**Колеснев Дмитрий**, инженер-конструктор монтажного отдела компании ЛЕННИИХИММАШ. Специализируется в области трубопроводных коммуникаций и оборудования газовых промышленных объектов. По образованию специалист в области холодильной, криогенной техники и кондиционирования, аспирант Санкт-Петербургского Государственного Университета Низкотемпературных и Пищевых Технологий.



**Михайлов Александр Викторович**, ведущий инженер, заведующий расчетным сектором компании ЛЕННИИХИММАШ. Окончил Санкт-Петербургский Институт Машиностроения по специальности «Турбостроение». Специализируется в области прочностных, акустических и гидравлических расчетов технологического оборудования для нефтехимической промышленности.

Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт химического машиностроения



**ЛЕННИИХИММАШ**

В индустрии с 1931 г.

Проектирование. Комплектация.  
Строительно-монтажные и пусконаладочные работы.  
Разработка и изготовление нестандартизированного оборудования для химической, нефтехимической, газо- и нефтеперерабатывающей промышленности.  
Экспертиза промышленной безопасности. Сертификация.

ул. Уральская, 19, литер Д, корп. 5  
Санкт-Петербург, 199155  
www.niikhimmash.ru

Тел. (812) 327 7960  
Факс (812) 327 7692  
E-mail: office@niikhimmash.com

Chemical engineering research and design institute



**LENNIICHIMMASH Ltd.**

In the Industry since 1931

Engineering. Complete supply. Construction and installation, pre-commissioning work. Development and manufacturing of non-standard equipment for chemical, petrochemical, gas and oil processing industries.  
Industrial safety expert appraisal. Certification.

19, ul. Uralskaya, Letter D, Building 5  
St. Petersburg, 199155, Russia  
www.niikhimmash.ru

Phone +7 (812) 327 7960  
Fax +7 (812) 327 7692  
E-mail: office@niikhimmash.com