

6. Hartman I. Recent Rescart on the Explosibility of Dust Sisperions // Ind. and Eng. Chem. – 1948. – 40 №4. – p. 752-758.
7. Егоров А.Г. Стабилизация пламени псевдожидкого топлива в камере сгорания с внезапным расширением.: Дис. ... канд. техн. наук.- Казань, 1993. – 150с.
8. Ягодников Д.Я. Организация процессов воспламенения и горения порошкообразных металлов в камерах сгорания реактивных двигательных установок. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. - М.: - 1997. - С.32.
9. Малинин В.И., Коломин Е.И., Антипин Н.С. Организация воспламенения и горения металлических порошков в потоке активных газов// Тезисы выступлений. Российская межвузовская и межотраслевая научно-техническая конференция "Ракетно-космические двигательные установки". М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – С.29.
10. Ягодников Д.А., Воронецкий А.В. Влияние внешнего электрического поля на горение взрывосеи частиц алюминия// ФГВ. – 1998. - 34. №6. - С. 23-28.

УДК 62-762765; 621.4; 621.45.037; 629.7.05.

## СИЛЬФОННЫЙ МИКРОКОМПРЕССОР

Довгялло А.И., Докторов О.Ю.

*Самарский государственный аэрокосмический университет*

Существующие поршневые и мембранные микрокомпрессоры для дрессельных систем охлаждения (СО) с холодопроизводительностью до 10 Вт азотного уровня (80 К) имеют повышенное энергопотребление. Это объясняется тем, что для уровня малых мощностей в микроэнергетике, когда масштабный фактор в значительной степени влияет на совершенство рабочего процесса, существующие для этих машин проблемы герметизации, смазки, теплообмена вступают в противоречие с экономичностью и надежностью.

Частично или полностью эти проблемы могут быть решены в конструкциях машин, в которых рабочие цилиндры выполнены в виде складывающихся мембранных сильфонов. Обладая полной герметичностью, большой поверхностью теплообмена, не нуждающиеся в смазке силь-

фонные рабочие полости обеспечивают высокое совершенство рабочих процессов и тем самым улучшают термодинамическую эффективность систем.

Эти качества необходимы как для чистых технологий (медицина, фармацевтика, биология, научный эксперимент и др.), так и для бортовых замкнутых дроссельных систем охлаждения.

Применение сиффона в качестве рабочей полости в условиях гидропривода (по аналогии с мембраной) кроме перечисленных выше преимуществ дает возможность получить низкочастотный компрессор с низким уровнем шума, что весьма важно для обитаемых космических аппаратов и конверсионных СО. Очевидно, что по сравнению с мембранным сиффонный компрессор может иметь частоту процесса (в первом приближении) в число раз  $N_c$  (количество секций сиффона) меньшее, чем у мембранного прототипа.

В условиях гидропривода и малой частоты теплосъем с сиффона внутри камеры с капельно-жидким теплоносителем обеспечивает малое значение политропы сжатия и приближает компрессор к изотермическому. Разгруженность сиффона от перепада давления, а также отсутствие жесткой механической связи с приводом гарантирует его максимальную циклоустойкость. Уменьшение частоты на порядок и более снижает потери в гидроприводе. Если учесть, что в мембранном компрессоре гидравлические потери составляют 36% от всех видов потерь [2], которые потребляют в свою очередь 30% подводимой мощности, то только за счет снижения потерь в гидроприводе следует ожидать повышения экономичности компрессора на 10-20 %.

На основании этих предпосылок были проведены расчетно-теоретические и экспериментальные исследования в направлении создания сиффонного микрокомпрессора (СМК) с гидроприводом.

Первым этапом исследований было определение гидропотерь на сиффоне [4]. Исследования проводились на сиффонах диаметром 0,07 и 0,1 м с ходом до 0,08 м и вытесняемым объемом до  $0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . Эксперименты позволили определить энергозатраты в гидравлической камере привода сиффона, оптимизировать геометрические параметры гидравлической полости выявить режимные (ход, частота) диапазоны работы сиффона, разработать методику расчета гидропотерь в условиях ка-

пельно-жидкого рабочего тела снаружи сиффона. Эксперименты проводились в диапазоне частот до 10 Гц.

Вторым этапом исследований было изучение рабочих процессов в ступенях, (рис.1, первая ступень - ход 0,08 м, вторая ступень - до 0,05 м, сиффоны наружным диаметром - 0,07 и внутренним - 0,04 м) двухступенчатого компрессора. Экспериментальные исследования проводились на стенде индивидуально для каждой ступени с параметрами на входе, соответствующими атмосферным условиям при испытаниях, в диапазоне частот до 5 Гц.

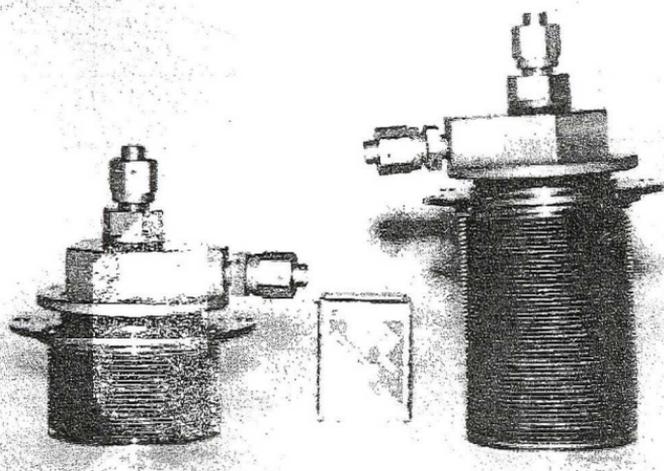


Рис.1. Сиффонные рабочие полости первой и второй ступеней компрессора

Специальном стенде были проведены серии экспериментов, позволяющие на различных режимах путем индикации цикла ступени СКМ определить показатели политропы сжатия  $n_c$  и расширения  $n_p$ , коэффициент подачи  $\lambda$ , объемную  $V$  и массовую  $G$  производительность, работу  $L$  и мощность цикла  $N$ .

После обработки осциллограммы процесса были получены циклограммы в координатах  $P - V$ . Анализ процессов сжатия и расширения позволил получить уточненные значения показателей политропы  $n_c$  и  $n_p$ . Их численные значения для одного и того же цикла оказались близкими друг к другу в такой степени, что с учетом точности эксперимента и

обработки циклограмм их можно считать одинаковыми. На рис.2 представлены экспериментальные данные по  $n$ . Более низкие значения  $n$  в эксперименте свидетельствуют о достаточно высокой степени изотермичности процесса в сильфоне. Это объясняется тем, что в отличие от теоретической модели в реальности газ в центре сильфона перемешивается и ядро не является адиабатным.

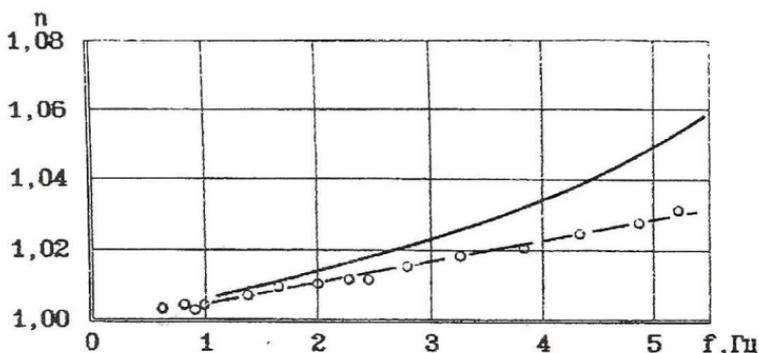


Рис.2. Расчетные и экспериментальные значения показателя политропы сжатия (сильфон 70 x 40 мм, ход 80 мм, воздух)

Производительность ступени компрессора в эксперименте определялась термодинамическим методом, который заключался в расчете текущей массы газа  $m_b$  по известным давлению  $P_b$  и температуре  $T_b$  в баллоне.

Объемная производительность определялась пересчетом с массовой путем приведения ее к нормальным давлению  $P_0$  и температуре  $T_0$ . Реальная объемная производительность  $V$  определялась коэффициентом подачи  $\lambda$ , т.е.  $V = \lambda V_0$ , где  $V_0$  - объем, описанный сильфоном (поршнем эквивалентного цилиндра).

Общий коэффициент подачи  $\lambda$  оценивался с учетом его составляющих:

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_T \lambda_r \lambda_d,$$

где  $\lambda_0$  - объемный коэффициент подачи;  $\lambda_T$  - коэффициент подогрева (температурный);  $\lambda_r$  - коэффициент герметичности;  $\lambda_d$  - коэффициент подачи по давлению. На рис. 3 представлены расчетные (ожидаемые) значения коэффициентов подачи  $\lambda$  и наложенные на них экспериментальные данные.

Объемный коэффициент подачи  $\lambda_0$  вычленив из экспериментальных данных общего  $\lambda$  довольно сложно, поэтому анализировать его численные значения целесообразно на основании расчета. Так, например, заранее можно ожидать, что вследствие низкого значения показателя политропы расширения ( $n_p = 1,02 \dots 1,1$ ) значения  $\lambda_0$  будут меньше, чем у поршневых компрессоров с политропным сжатием, что и подтверждается уровнем экспериментальных значений коэффициента подачи.

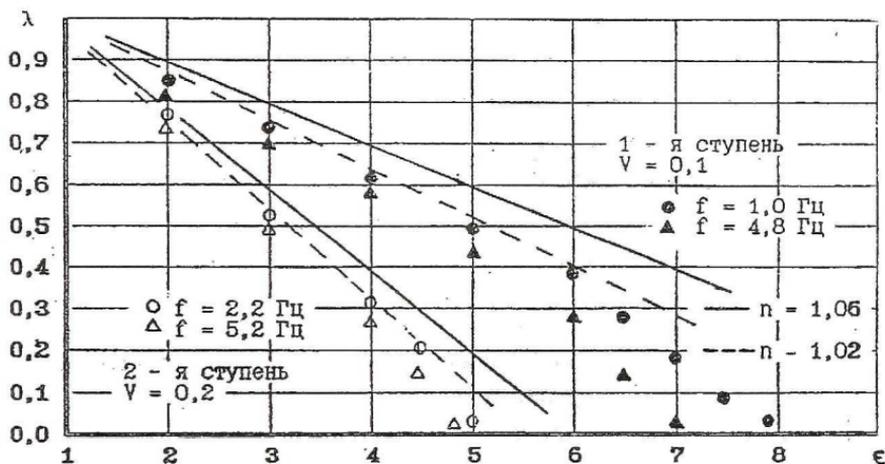


Рис.3. Коэффициенты подачи в зависимости от степени повышения давления в диапазоне частот  $f = 1 \dots 5$  Гц для сильфонов первой и второй ступеней

Вполне очевидно, что пониженные значения  $n$  и  $\lambda_0$  для сильфонной полости в значительной степени снижает  $\lambda_d$  по сравнению с политропными компрессорами.

На рис.4 приведены расчетные и экспериментальные энергетические характеристики цикла ступеней СМК. Экспериментальная индикаторная (полученная путем планиметрирования осциллограмм) работа в цикле сравнивалась с расчетной индикаторной работой, определяемой по известным соотношениям номинальной работы. Расчетная индикаторная работа  $L_{инд}$  должна учитывать дополнительные потери при всасывании и нагнетании.

$$L_{инд} = L_{ном} + \Delta L_{ВС} + \Delta L_{Н}$$

Для условий эксперимента рабочие формулы для  $\Delta L_{ВС}$  и  $\Delta L_{Н}$  выбирались с учетом рекомендаций [5]. Как показывают расчеты,  $\Delta L_{ВС}$

и  $\Delta L_H$  отличаются друг от друга в диапазоне частот  $f = 1 \dots 5$  Гц и степени повышения давления  $\varepsilon = 2 \dots 6$  не более чем на 3 %, что выходит за точность эксперимента.

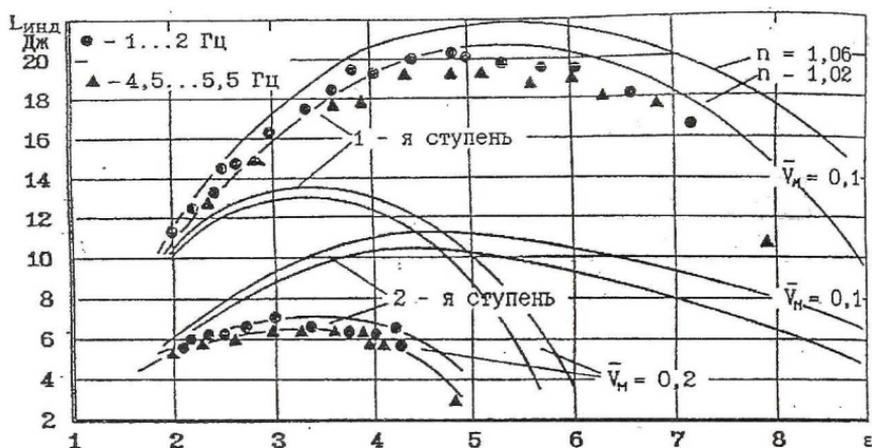


Рис.4. Экспериментальные значения индикаторной работы цикла для сильфонов первой и второй ступеней в поле расчетных характеристик по степени повышения давления

Достигнутый уровень производительности составил следующие величины при частоте 5 Гц:  $V = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при  $\varepsilon = 3$  и  $V = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при  $\varepsilon = 6$  для первой ступени и  $V = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при  $\varepsilon = 3$  и  $0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при  $\varepsilon = 5$ .

Оценка внешних характеристик компрессора производилась с учетом потерь в приводе, гидравлическом контуре, механической части компрессора и затрат на охлаждение.

Энергетические потери в ступени компрессора предлагается оценить изотермическим к.п.д.

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_э} = \frac{N_{из}}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_2} \cdot \frac{N_2}{N_M} \cdot \frac{N_M}{N_P} \cdot \frac{N_P}{N_э} = \eta_u \cdot \eta_2 \cdot \eta_M \cdot \eta_э,$$

где:  $\eta_u$  - индикаторный изотермический к.п.д.,  $\eta_M$  - механический к.п.д. компрессора,  $\eta_2$  - гидравлический к.п.д. компрессора;  $\eta_э$  - электро-механический к.п.д. привода.

Мощность, затрачиваемая на охлаждение компрессора, принималась равной мощности вентилятора и равнялась для одной ступени 20 Вт.

Полученные данные можно представить в общепринятой для микрокомпрессоров характеристике относительной мощности

$$N_e = N_e / N_{из}$$

как зависимость от изотермической мощности и наложить на поле характеристик существующих микрокомпрессоров [2]. Сравнение характеристик показывает, что экономичность сильфонных компрессоров превышает аналогичные характеристики мембранных и поршневых от 1,5 до 2 раз в диапазоне мощности до 150 Вт. Сравнение по относительной массе не будет корректным, так как прототипы являются компрессорами высокого давления (20 МПа и выше), а СМК на данном этапе его обработки рассчитан на более низкий уровень давления применительно к смесям.

Очевидно, что лучшие характеристики будет иметь сильфонно-поршневой компрессор с второй поршневой ступенью. В нем можно реально получить давление до 4 МПа при производительности до  $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , при этом в случае его использования в замкнутой дроссельной регенеративной системе с давлением на входе 0,2 ... 0,3 МПа на выходе из второй ступени можно получить 6...9 МПа, что для смесей является оптимальным [1]. Если сравнивать расчетные характеристики сильфонного компрессора с экспериментальными данными поршневого компрессора на смесях а также характеристики самих систем охлаждения, то можно заключить, что сильфонный компрессор и СО на его базе соответствуют уровню удельных характеристик существующих и перспективных охладителей малой мощности.

Вместе с этим, учитывая снижение энергозатрат СМК, отсутствие масла в рабочей смеси, частотные и вибрационные характеристики, можно утверждать, что система охлаждения на базе СМК существенно расширяет область применения дроссельных регенеративных систем и будет способствовать заполнению ряда параметрических ниш по эксплуатационным, энергетическим и экологическим характеристикам.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боярский М.Ю., Лунин А.И., Могарычный В.И. Характеристики криогенных систем при работе на смесях. - М.: Издат. МЭИ, 1990.

2. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. - М.; Машиностроение, 1977.- 232 с.
3. Довгялло А.И., Лукачев С.В. Сильфонные тепловые, холодильные и компримирующие машины. Самара: - Самарский государственный аэрокосмический университет, 1998. 98 С.
4. Довгялло А.И., Докторов О.Ю. Определение гидравлических потерь в камере гидропривода сильфонного микрокомпрессора // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып.2, Самарск. гос. ун-т, Самара, 1999. - С. 47 - 55.
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - М.: Машиностроение, 1969. 744 с.

УДК 621.45.03:532.533.697.7.3:534.115:534.134:532.527

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОСТРОЕНИЯ МЕТОДИК ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД

Ф.И. Еланчик

*ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара*

Статья посвящена методике классификации и исследования нерегулярных колебаний малой амплитуды в газе, протекающем через тракт ГТД. Известно (см. напр. [1], [2]), что некоторые виды колебаний могут считаться малосущественными и не подвергаться изучению.

К этим видам относятся, в частности, колебания, в которых  $A_q \ll Q$ , где  $A_q$  - амплитуда низкочастотных колебаний рабочего параметра (например, давления воздуха, расхода топлива или воздуха, температуры в тракте ГТД),  $Q$  - стационарное значение параметра. Для давления воздуха в тракте ГТД последнее утверждение может быть применимо, если напорные характеристики компрессора не являются "пологими", что справедливо для точек рабочей линии многоступенчатого компрессора. Статья посвящена некоторым случаям, когда это правило неприменимо. Существенность колебаний давления газа оценивается в этих случаях по отношению их амплитуд к скоростным напорам струй газа в магистралях и ёмкостях, причем отличие данного случая проявляется при малых