

УДК 621.65

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ПОДАЧИ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

© 2009 Г.О. Белов¹, А.Н. Крючков², Е.В. Шахматов¹

¹ Самарский государственный аэрокосмический университет

² Институт акустики машин, Самара

Поступила в редакцию 29.11.2008

Представлены результаты моделирования пульсаций подачи винтового маслозаполненного компрессора. При моделировании учитываются геометрические параметры винтовой пары, окна нагнетания, а также термогазодинамические процессы в компримируемой газомасляной смеси. Рассмотрено также влияние режимов работы компрессора на пульсации его подачи. Предложены мероприятия по снижению пульсаций подачи за винтовым компрессором, в целях улучшения его виброакустических характеристик.

Ключевые слова: моделирование пульсаций, компрессор, термогазодинамические процессы, газомасляная смесь, виброакустические характеристики.

Несмотря на то, что винтовые компрессорные агрегаты являются наименее виброактивными машинами сжатия газа, проблемы виброакустической доводки встают и перед ними. Это обусловлено, во-первых, жесткими требованиями к виброшумовым характеристикам, предъявляемыми отдельными потребителями (например, судостроителями) и, во-вторых, тем, что вследствие порционности подачи газа компрессора возбуждают пульсации давления нагнетания, которые, в свою очередь могут приводить к интенсивным вибрациям трубопроводных магистралей.

Одним из основных источников колебаний винтового компрессора является процесс дискретной подачи газомасляной смеси. При этом основное влияние на пульсации компримируемого газа (рис. 1) оказывает организация процесса нагнетания. Рассмотрим его протекание при помощи индикаторной диаграммы (рис. 2), из которой видно, что на этапе нагнетания, связанном с выталкиванием газа в полость нагнетания, давление в парной полости испытывает значительные колебания. Их наличие объясняется [3] тем, что в начале процесса давление в парной полости быстро растет и превышает давление нагнетания на значительную величину. Это происходит вследствие малости проходной площади нагнетательного окна. При малом открытии окна велики потери давления смеси при его прохождении. При более открытом положении окна снижается скорость истечения газа, а

значит и перепад давления на окне. И, наконец, в самом конце нагнетания площадь окна также уменьшается, что приводит к еще более значительному забросу давления в парной полости вследствие продолжающегося ее интенсивного сжатия. Как отмечают авторы [3] данные забросы давления в парной полости не оказывают существенного влияния на мощность компрессора, однако они могут приводить к повышенным динамическим нагрузкам на роторы компрессора и требуются принятие специальных конструктивных решений для их устранения.

Для определения эффективных мероприятий по снижению пульсаций расхода создана квазистационарная модель процесса вытеснения псевдогаза (смесь компримируемого газа с равномерно распределенными мелкодисперсными каплями масла). При этом в целях определения неравномерности подачи газа численно получены зависимости площади частей окна нагнетания, соединенных с соответствующими межзубовыми полостями ведущего и ведомого роторов от угла поворота ведущего ротора: $S_1(\varphi)$ и $S_2(\varphi)$. Площади $S_1(\varphi)$ и $S_2(\varphi)$ определялись как результат пересечения площадей торцев межзубовых полостей валов 1 (рис. 3а, б) с соответствующими фрагментами окна нагнетания 2 (рис. 3а, б). На рис. 3 показан вид рабочих винтов со стороны торца нагнетания при определенных различных составляющих проходных сечений потока компримируемого газа $S_1(\varphi)$, $S_2(\varphi)$ и площади перекрытия окна нагнетания зубом ведомого ротора $S_3(\varphi)$.

Зависимость $S_1(\varphi)$ определялось следующим образом. В сечении, совпадающем с торцами винтов, межзубовая впадина 1 (рис. 3) задавалась дугами на концентрических окружностях. Часть окна корпуса 2, ограниченная окружностью выступов ведущего винта, содержащего заданную

Белов Глеб Олегович, студент. E-mail: glebbelov@mail.ru.
Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, заместитель директора.

E-mail: iam@ssau.ru.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям.

E-mail: iam@ssau.ru.

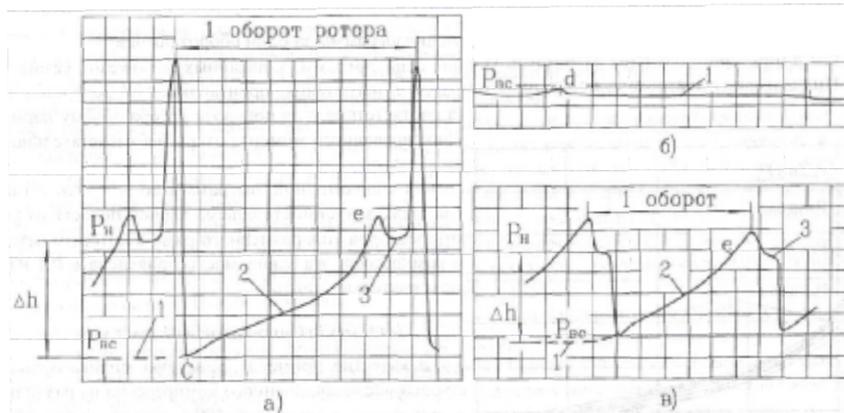


Рис. 1. Общий вид осциллограмм давлений в парной полости у торца нагнетания
Режим $n=4000$ об/мин, $P_H=0,498$ МПа:

а – сжатие и нагнетание ведомого ротора; б – всасывание; в – сжатие и нагнетание ведущего ротора; 1 – линия всасывания; 2 – линия сжатия; 3 – горизонтальный участок линии нагнетания

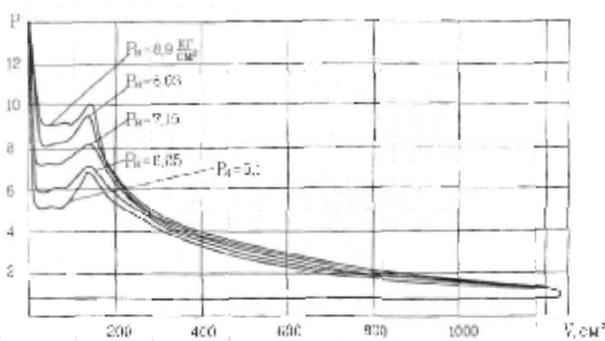


Рис. 2. Индикаторные диаграммы при различных давлениях нагнетания ВКА на режиме:
 $n=4000$ об/мин, $V_M=170$ л/мин

впадину, задавалась дугами на тех же концентрических окружностях. При работе компрессора винт вращается, перемещая тем самым заданную впадину 1, относительно окна корпуса компрессора 2 неподвижно, поэтому расчет положения межзубовой впадины проводился при разных углах поворота ведущего винта от 0

до 360 градусов (шаг 0,15 градуса). Для каждого угла поворота на всех концентрических окружностях радиусом r , производился расчет общей части дуги межзубовой впадины и окна корпуса, результатом этого расчета была длина получившейся дуги L_i , с помощью которой вычислялась элементарная площадь $S_i = (\pi r_i^2 - \pi r_{i-1}^2) L_i / (2\pi r_i)$. Суммированием элементарных площадей S_i определяется площадь $S_1(\varphi)$, равная общей части областей 1 и 2 (рис. 3 а), в зависимости от угла поворота ведущего ведущего винта.

Результат приведен на рис. 4.

Аналогично находилась зависимость $S_2(\varphi)$ (площадь пересечения фигур 1 и 2 на рис. 3 б), представленная на рис. 4.

Так как рассчитанная выше часть окна нагнетания $S_1(\varphi)$ может перекрываться зубьями ведомого вала, что вызывает уменьшение площади окна нагнетания на величину перекрытия $S_3(\varphi)$ (внедрение зуба 1 в область 2 на рис. 3 в). Так как это задача идентична решенной выше, она была решена таким же образом.

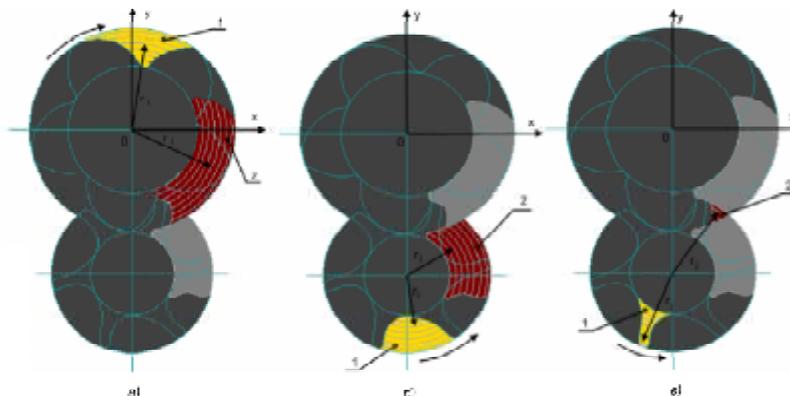


Рис. 3. Схема образования площадей:

а – $S_1(\varphi)$ как результата пересечения межзубовой площади 1 ведущего ротора и окна нагнетания 2;
б – $S_2(\varphi)$ как результата пересечения межзубовой площади 1 ведомого ротора и части 2 окна нагнетания;
в – $S_2(\varphi)$ как результата пересечения площади зуба 1 ведомого ротора и части окна нагнетания 2

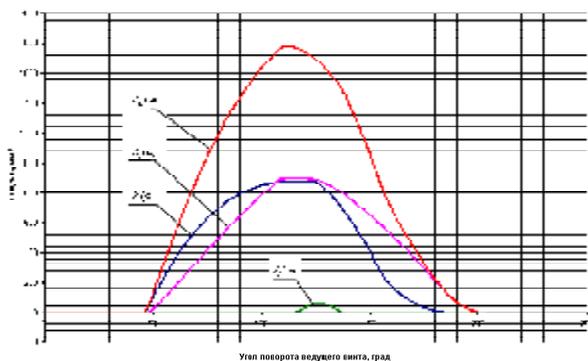


Рис. 4. Зависимости площадей S_H, S_1, S_2, S_3 от угла φ

Результат расчета общей площади вращающегося профиля зуба и части окна нагнетания представлен на рис. 4.

Мгновенная площадь окна нагнетания, рассматриваемой парной полости определяется по формуле:

$$S_H(\varphi) = S_1(\varphi) + S_2(\varphi) - S_3(\varphi).$$

Результат этого расчета представлен на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что открытие окна нагнетания парной полости происходит достаточно резко по сравнению с закрытием, это может привести к нежелательным резким забросам давления в парной полости и расхода из неё на участке открытия. Этот вывод подтверждают экспериментальные данные изменения давления в парной полости, приведенные в [1] и [3].

В целях нахождения мгновенной подачи насоса определялась величина объема парной полости $V_H(\varphi)$ в зависимости от угла поворота ведущего винта. Парная полость представляет собой две сообщающиеся винтовые впадины (на ведомом и ведущем винте), ограниченные соседними зубьями и корпусом. Расчет объемов данных впадин $V_1(\varphi)$ и $V_2(\varphi)$ производился численными методами, основанными на графической методике расчета двоянной полости, приведенной в [3].

Объем парной $V_H(\varphi)$ полости определен как сумма объемов $V_1(\varphi)$ и $V_2(\varphi)$. На рис. 5 приведены зависимости этих объемов от угла поворота ведущего винта.

Далее, на основании полученных зависимостей (смотри рис. 4, 5) и методики расчета параметров псевдогаза, приведенной в [3] была построена математическая модель по определению мгновенного расхода винтового компрессора. Расчет производился пошаговым методом с временным интервалом, соответствующим повороту ведущего ротора на 0,15 градуса. Расчет начинался с момента открытия окна нагнетания парной полости и заканчивался его полным закрытием. На каждом шаге вычислений определялись следующие параметры:

- давление псевдогаза в парной полости p ;
- температура псевдогаза в парной полости T ;
- плотность псевдогаза в парной полости ρ ;
- масса псевдогаза в парной полости m ;
- расход псевдогаза парной полости G .

При этом функции $S_H(\varphi)$ и $V_H(\varphi)$ являются задающими параметрами.

На момент открытия окна нагнетания параметры псевдогаза ($p_0, T_0, m_0, \rho_0, G_0$) определялись следующим образом:

$$p_0 = p_{BX} (n_V)^k,$$

где p_{BX} – давление смеси на входе в компрессор; n_V – теоретическая степень сжатия компрессора; k – показатель изоэнтропы псевдогаза, вычисляемый по формуле:

$$k = \frac{C_P + \frac{G_M}{G_\Gamma} C_M}{C_V + \frac{G_M}{G_\Gamma} C_M},$$

где C_P – теплоемкость газа при постоянном давлении; C_V – теплоемкость газа при постоянном объеме; G_M – расход масла; G_Γ – расход газа; C_M – теплоемкость масла;

$$\rho_0 = \rho_{BX} \left(\frac{p_0}{p_{BX}} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где ρ_{BX} – давление псевдогаза на входе в компрессор;

$$\rho_{BX} = \frac{p_{BX}}{T_{BX} R},$$

где T_{BX} – температура на входе в компрессор; R – постоянная псевдогаза;

$$R = \frac{R_\Gamma}{1 + \frac{G_M}{G_\Gamma}},$$

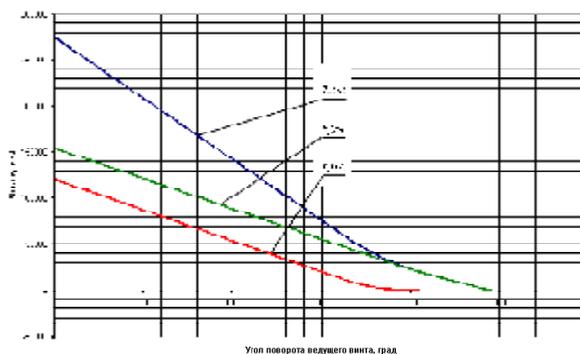


Рис. 5. Зависимости объемов V_H, V_1, V_2 от угла φ

где R_f – газовая постоянная;

$$T_0 = \dot{O}_{BX} \left(\frac{1}{n_V} \right)^{k-1};$$

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i-1}} \right)^k;$$

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$G_0 = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_0 \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}, & \text{если } \left\{ p_0 > p_{ВВЛХ} \cdot \frac{p_{ВВЛХ}}{p_0} < \xi_{КР} \right\}; \\ S_0 \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p_{ВВЛХ}}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ВВЛХ}}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_0 > p_{ВВЛХ} \cdot \frac{p_{ВВЛХ}}{p_0} > \xi_{КР} \right\}; \\ -S_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{ВВЛХ} \rho_{ВВЛХ} \left(\left(\frac{p_0}{p_{ВВЛХ}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_{ВВЛХ}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_{ВВЛХ} > p_0; \frac{p_0}{p_{ВВЛХ}} > \xi_{КР} \right\}; \\ -\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_0 \frac{p_{ВВЛХ}}{\sqrt{T_{ВВЛХ}}}, & \text{если } \left\{ p_{ВВЛХ} > p_0; \frac{p_0}{p_{ВВЛХ}} < \xi_{КР} \right\}. \end{cases}$$

$$G_i = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_i \frac{p_i}{\sqrt{T_i}}, & \text{если } \left\{ p_i > p_{ВВЛХ} \cdot \frac{p_{ВВЛХ}}{p_i} < \xi_{КР} \right\}; \\ S_i \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_i \rho_i \left(\left(\frac{p_{ВВЛХ}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ВВЛХ}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_i > p_{ВВЛХ} \cdot \frac{p_{ВВЛХ}}{p_i} > \xi_{КР} \right\}; \\ -S_i \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{ВВЛХ} \rho_{ВВЛХ} \left(\left(\frac{p_i}{p_{ВВЛХ}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_{ВВЛХ}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_{ВВЛХ} > p_i; \frac{p_i}{p_{ВВЛХ}} > \xi_{КР} \right\}; \\ -\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_i \frac{p_{ВВЛХ}}{\sqrt{T_{ВВЛХ}}}, & \text{если } \left\{ p_{ВВЛХ} > p_i; \frac{p_i}{p_{ВВЛХ}} < \xi_{КР} \right\}. \end{cases}$$

где $p_{ВВЛХ}$ – давление нагнетания, $\rho_{ВВЛХ}$ – плотность в полости нагнетания, $T_{ВВЛХ}$ – температура в полости нагнетания, $\xi_{КР}$ – критический перепад давления;

$$m_0 = V_0 \rho_0.$$

Для последующих шагов вычислений справедливы следующие зависимости:

$$m_i = m_{i-1} - G_{i-1} \cdot \Delta t,$$

где Δt – итерация по времени (соответствует времени поворота ведущего винта на угол 0,15 градуса);

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i};$$

Расчет был произведен для 16 режимов работы компрессора (варьировалось давление нагнетания при постоянных давлении всасывания 0,29МПа и частоте вращения ведущего ротора 3600 об/мин). Результат газодинамических расчетов представлен на рис. 6 в виде зависимости δG (отношение размаха пульсаций расхода к среднему значению) от δp (отношение разности давлений нагнетания p_H и двоянной камеры на момент ее открытия p_K к давлению в атмосфере p_A). Подача парной полости на трех характерных

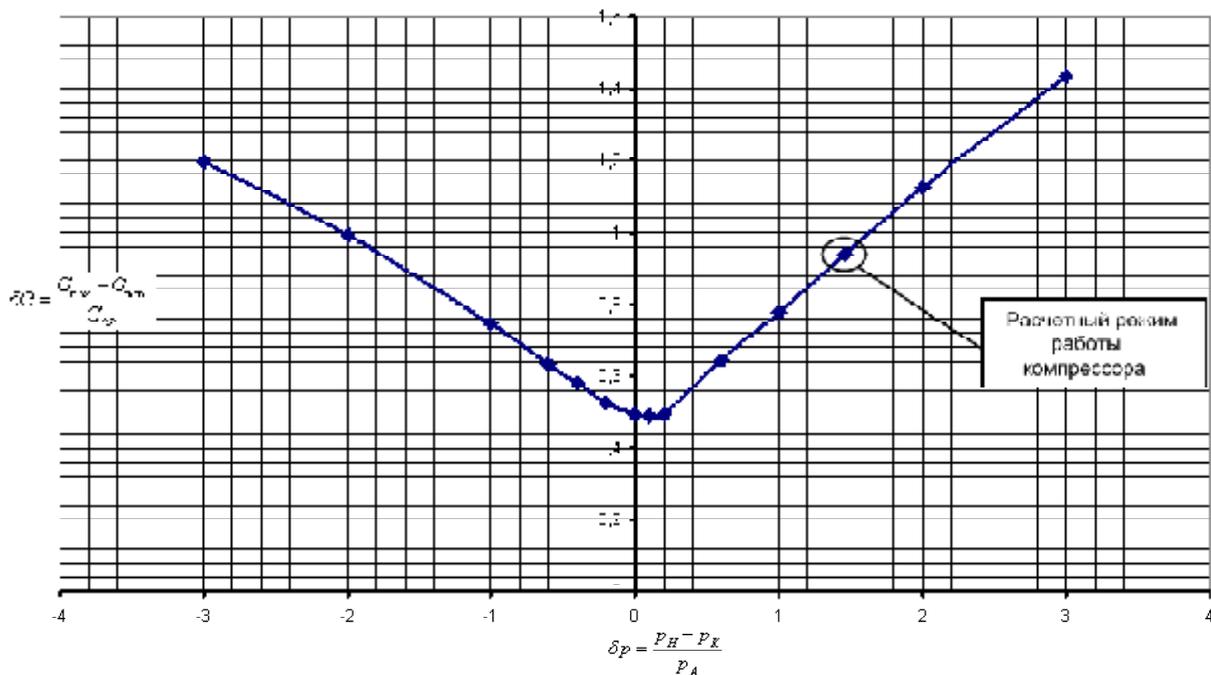


Рис. 6. Зависимость δG (отношение размаха пульсаций расхода к среднему значению) от δp (отношение разности давлений нагнетания и двоянной камеры на момент ее открытия к давлению в атмосфере)

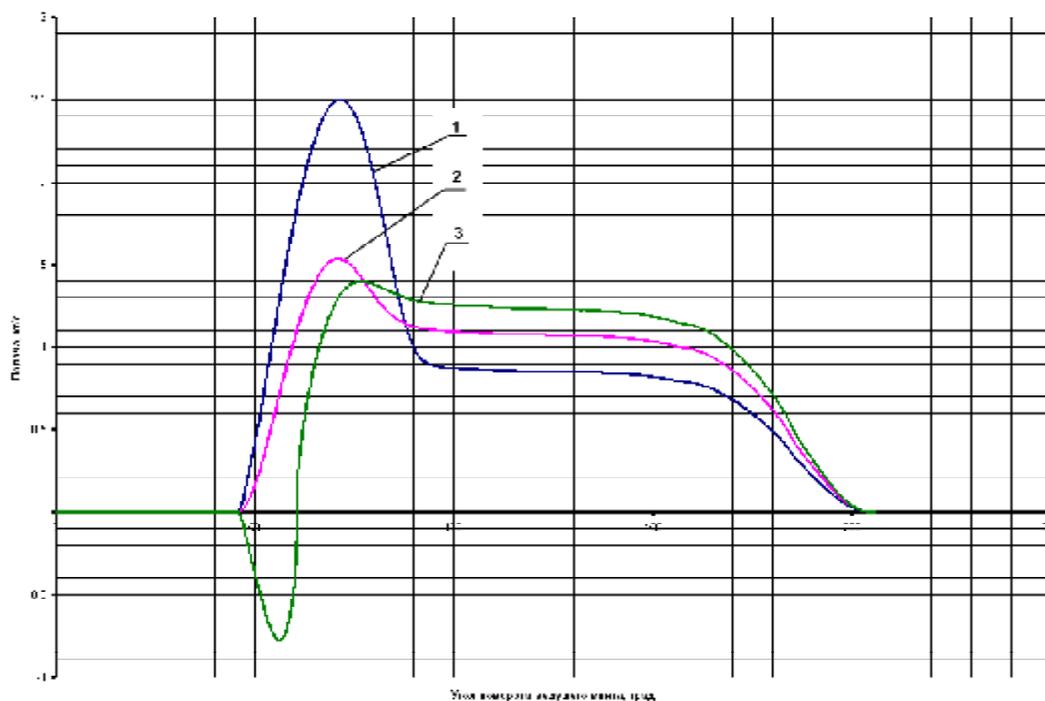


Рис. 7. Подача парной полости при: 1- $\delta p = -2$; 2- $\delta p = 0$; 3- $\delta p = 1,45$ (расчетный режим)

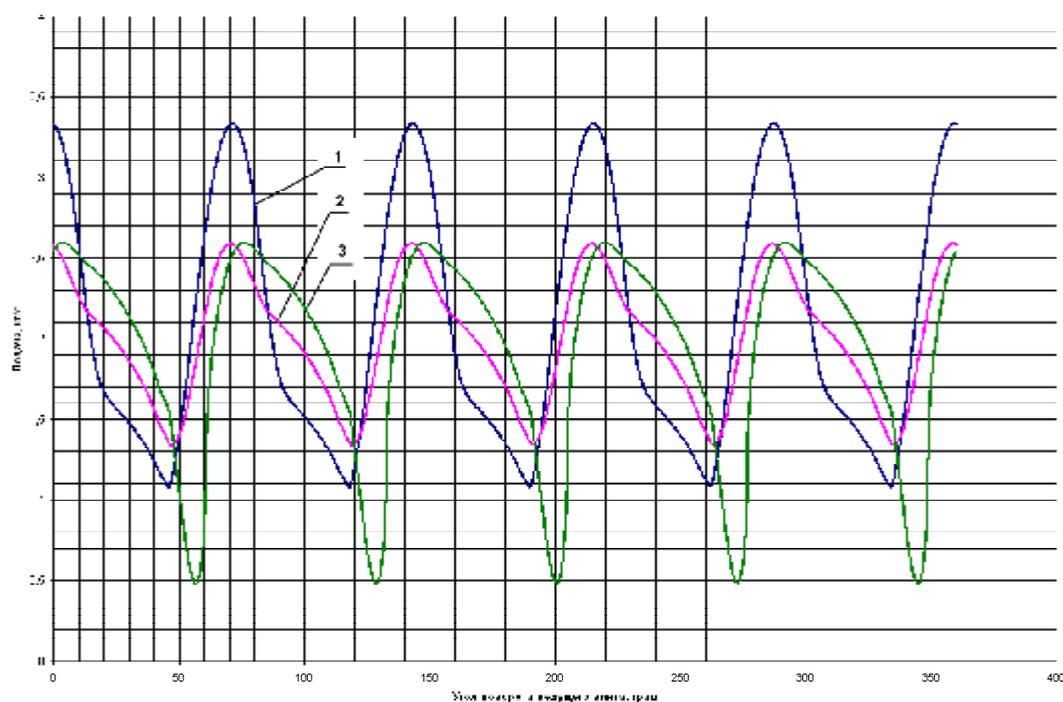


Рис. 8. Подача компрессора при: 1- $\delta p = -2$; 2- $\delta p = 0$; 3- $\delta p = 1,45$ (расчетный режим)

режимах показана на рис. 7, на рис. 8 показана подача всего компрессора на тех же режимах, получаемая суммированием подач отдельных парных полостей с учетом временных задержек при последовательном выталкивании газа из соответствующих полостей.

Из рис. 6 видно, что на расчетном режиме компрессор работает с существенными пульсациями расхода, вследствие значительной разности P_H и P_K .

Из рис. 6 также видно, что минимальные пульсации подачи ($\delta G = 0,47$) реализуются при малых “недожати” ($\delta p > 0$) и “пережати” ($\delta p < 0$) псевдогаза в парной полости на момент ее открытия. В случае более значительного “пережати” или “недожати” ($|\delta p| > 0,5$) резко возрастает амплитуда пульсаций подачи компрессора, что неизбежно ведет к ухудшению виброакустических характеристик. Исследуемый же компрессор на расчетном режиме рабо-

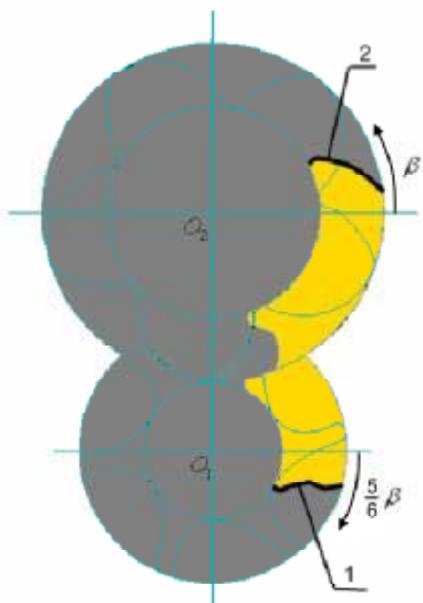


Рис. 9. Окно нагнетания с регулируемыми углами кромок 1 и 2, определяющих начало вытеснения газа

тает с недожатием 0.15МПа, т.е. при соединении парной полости с окном нагнетания давление в ней ниже давления нагнетания на 0.15МПа. В этом и заключается основная причина значительных пульсаций расхода $\delta G = 0,93$, т.к. в первоначальный момент времени нагнетания возникает обратный поток среды из полости нагнетания в парную полость (см. кривую 3 на рис. 7). При

отсутствии первоначального перепада давления между парной полостью и линией нагнетания происходят наименьшие пульсации подачи газа одной парной полости (кривая 2, рис. 7), т.к. при этом отсутствует как обратный поток среды (возникающий при недожатии), так и значительный первоначальный импульс расхода (реализующийся при пережатии и показанный на кривой 1, рис. 7).

Таким образом, при эксплуатации компрессора на нерасчетных режимах, очевидно, было бы верным решение ввести регулирование степени внутреннего сжатия компрессора с целью уменьшения перепада давлений в парной полости в момент её открытия и линии нагнетания. Этого можно достичь с помощью изменения окна корпуса, например при помощи поворота дуг 1 и 2 (рис. 9), ограничивающих окно нагнетания вокруг осей валов O_1 и O_2 на угол $5\beta/6$ и в соответствии. Технически это можно реализовать, например, установкой поворотных пластин. Такое изменение окна нагнетания не приведет к значительному изменению подачи и КПД компрессора.

В целях оценки эффективности мероприятия произведен расчет пульсаций расхода при разных значениях угла β . На основании результатов расчетов была построена характеристика размаха пульсаций расхода на разных режимах работы в зависимости от угла β (рис. 10).

Характеристики, приведенные на рис. 10, подтверждают, что пульсации расхода в значительной мере зависят как от геометрии окна кор-

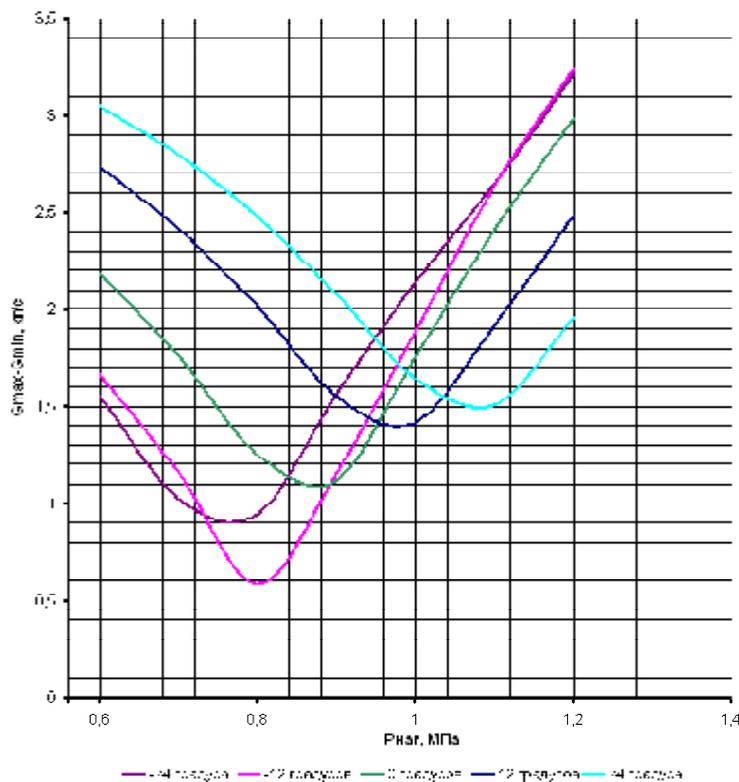


Рис. 10. Характеристика размаха пульсаций при разных углах β

пуса, так и от режима работы. Из рисунка также видно, что за счет регулирования окна нагнетания можно уменьшить размах пульсаций расхода в 2...3 раза. Таким образом, идея, высказанная авторами, о создании винтового компрессора с изменяемым в зависимости от режима работы окном корпуса является весьма перспективной с позиции минимизации пульсаций расхода и, сопутствующему этому, улучшению виброакустических характеристик. Предложенная модель определения мгновенной подачи винтового компрессора, учитывающая реальную геометрию профилей зубьев и окна нагнетания, позволяет проводить оптимизацию формы данного окна в

целях снижения шума и вибрации компрессорного агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кочетов С.Г., Сакун Н.А.* Состояние и направление развития спиральных компрессоров. – М.: Цинтихимнефтмаш, 1988. – 58 с.
2. *Кошкин Н.Н., Сакун И.А.* Холодильные машины. – М.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
3. *Хисамеев И.Г., Максимов В.А.* Двухроторные винтовые и прямозубые компрессора: Теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. – 640 с.
4. *Башта Т.М.* Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974. – 610 с.

MODELLING PULSATION OF SUPPLY OF FLUID BY THE SCREW COMPRESSOR

© 2009 G.O. Belov¹, A.N. Kruchkov², E.V. Shakhmatov¹

¹Samara State Aerospace University

²Institute of Acoustics of the Machines, Samara

The presented results of modeling pulsation presenting screw compressor. Influence state of working compressor is considered also on its pulsations. The offered actions on reduction pulsation of screw compressor, in purpose of the improvement its features.

Key words: modeling pulsation, compressor, gas-oil mixture, vibroacoustic characteristics

Gleb Belov, Student. E-mail: glebbelov@mail.ru.

Alexander Kryuchkov, Doctor of Technics, Associate Professor, Deputy Director. E-mail: iam@ssau.ru.

Eugene Shakhmatov, Doctor of Technics, Professor, Vice Rector for Science and Innovation. E-mail: iam@ssau.ru.