

Теоретические исследования влияния геометрических параметров рабочих элементов спирального компрессора на величину газовых сил

А.М. КАРЧЕВСКИЙ
ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань

On the first step of investigations only one of the geometrical parameters of the spiral was changed – the height of the fin, the thickness, radius of initial circle of the involute, the angle of twist of the involute, geometrical pressure ratio and the angle parameter of the trailer. In this case the rest of the listed parameters remained constant. The next step of work consisted of the optimization of the investigated parameter from the point of view of minimization of gas forces. In this case the variation of the other parameter was allowed within the frames of invariability of theoretical volumetric efficiency. Based on the obtained results recommendations are given on selection of geometrical parameters of a screw compressor

Ранее авторами была разработана методика расчета осевой и радиальной газовых сил, действующих на рабочие элементы спирального компрессора [1], адекватность которой была подтверждена в экспериментальных работах [2]. Однако было обнаружено, что значение осевой газовой силы, получаемое экспериментально, всегда превышает расчетное. Было сделано предположение, что данное расхождение связано с тем, что при расчете осевой газовой силы не учитывались те ее составляющие, которые возникают в результате действия давления газа на торцовую поверхность спирали, а также на участки поверхности основания спирали, перекрываемые торцовой поверхностью противоположной спирали.

Экспериментально было установлено, что значение давления, действующего на участок торцовой поверхности спирали, расположенный между двумя соседними точками касания, следует принимать равным среднему арифметическому давлений в полостях, разделяемых данным участком спирали:

$$P_{n_{\text{top}}} = \frac{1}{2}(P_{n/2} + P_{n/2}) \text{ для четных } n;$$

$$P_{n_{\text{top}}} = \frac{1}{2}(P_{(n+1)/2} + P_{(n-1)/2}) \text{ для нечетных } n,$$

где $P_{n_{\text{top}}}$ – давление, действующее на n -й участок торцовой поверхности спирали;
 p_n – давление в полости.

Осевая сила, действующая на каждый участок торцовой поверхности спирали,

$$F_{n_{\text{top}}} = S_{n_{\text{top}}} P_{n_{\text{top}}},$$

где $S_{n_{\text{top}}}$ – площадь участка торцовой поверхности спирали, расположенного между двумя соседними точками касания.

Суммарная осевая сила, действующая на торцовую поверхность спирали, а также на участки поверхности основания спирали, перекрываемые торцовой поверхностью противоположной спирали,

$$F_{\text{oc}_{\text{top}}} = 2 \sum_{n_{\text{top}}=1}^{N_{\text{top}}} F_{n_{\text{top}}}.$$

Таким образом, суммарная осевая сила, действующая на рабочий элемент спирального компрессора, должна вычисляться по формуле

$$F_{\text{oc}} = F_{\text{oc}_{\text{ниж}}} + F_{\text{oc}_{\text{топ}}},$$

где $F_{\text{oc}_{\text{ниж}}}$ – суммарная осевая сила, действующая на основания полостей (методика ее вычисления приведена в [1]).

На базе доработанной методики были проведены численные эксперименты с целью определения влияния геометрических параметров рабочих элементов спирального компрессора на величину газовых сил. В качестве объекта исследований решено было выбрать спиральные рабочие элементы, наружная и внутренняя поверхность которых образована эвольвентой, так как именно спирали эвольвентного типа нашли наиболее широкое применение.

Решено было исследовать спиральные рабочие элементы, имеющие специальным образом спрофилированный концевой участок (далее концевик). Из всего множества

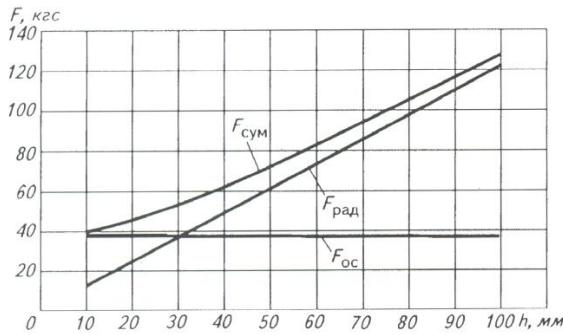


Рис. 1. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от высоты ребра спирали h

типов концевиков для исследования выбрали наиболее простой, образованный дугами двух окружностей (Патент № 4547137 США). Дуга малой окружности, имеющая радиус r_1 , образует выпуклый участок этого концевика и сопрягается с наружной эвольвентой и с другой большой окружности. Дуга большой окружности концевика, имеющая радиус r_2 , образует вогнутый участок концевика и сопрягается с внутренней эвольвентой. При этом $r_2 = r_1 + \varepsilon$, где ε – эксцентриситет.

Сpirали с концевиками данного типа наиболее удобны для исследования, так как для заданного радиуса начальной окружности r_0 и толщины ребра спирали δ форма концевика определяется единственным параметром – углом α . Результаты, полученные при исследовании спиралей с концевиками данного типа, впоследствии можно распространить на спирали с концевиками других типов.

На первом этапе исследований решено было изменять только один из геометрических параметров спирали, зафиксировав значения остальных.

При изменении высоты ребра спирали h остальные параметры имели следующие значения: толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 3$ мм; угол закрутки эвольвенты $\varphi = 820^\circ$; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$; угловой параметр концевика $\alpha = 50^\circ$.

Из графика рис. 1 видно, что с увеличением h радиальная сила растет линейно, а осевая остается неизменной.

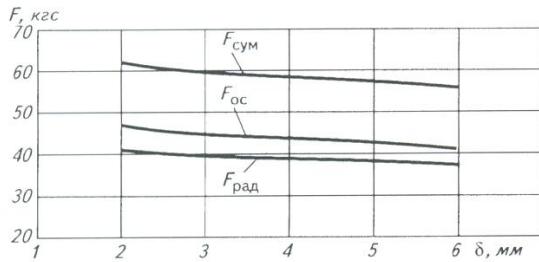


Рис. 2. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от толщины ребра спирали δ

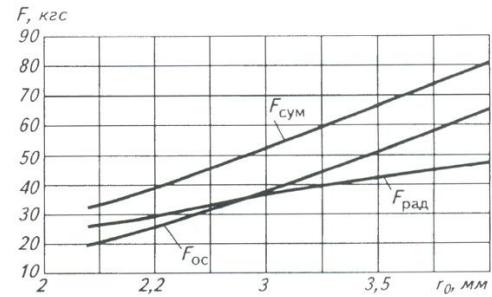


Рис. 3. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от радиуса начальной окружности эвольвенты r_0

При переменной толщине ребра спирали δ остальные параметры были следующими: высота ребра спирали $h = 30$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 3$ мм; угол закрутки эвольвенты $\varphi = 90^\circ$; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$; угловой параметр концевика $\alpha = 50^\circ$.

Из рис. 2 видно, что с увеличением δ и радиальная, и осевая силы уменьшаются.

При изменении радиуса начальной окружности эвольвенты r_0 : высота ребра спирали $h = 30$ мм; толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; угол закрутки эвольвенты $\varphi = 820^\circ$; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$; угловой параметр концевика $\alpha = 50^\circ$.

Из рис. 3 видно, что с увеличением r_0 и радиальная, и осевая силы увеличиваются, причем осевая сила растет быстрее.

Если изменяемый параметр – угол закрутки эвольвенты φ , то остальные параметры таковы: высота ребра спирали $h = 30$ мм; толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 2,5$ мм; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$; угловой параметр концевика $\alpha = 50^\circ$.

Из рис. 4 видно, что с увеличением φ и радиальная, и осевая силы увеличиваются, причем радиальная сила растет быстрее.

При варьировании геометрической степени сжатия ε_r высота ребра спирали $h = 30$ мм; толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 3$ мм; угол закрутки эвольвенты $\varphi = 820^\circ$.

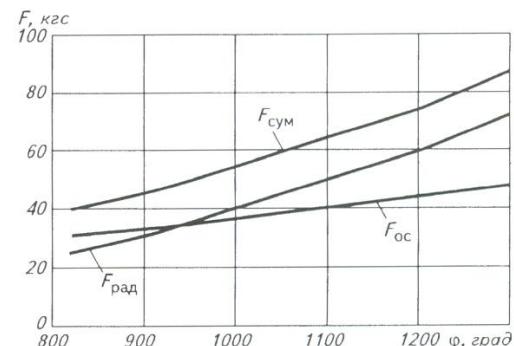


Рис. 4. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от угла закрутки эвольвенты φ

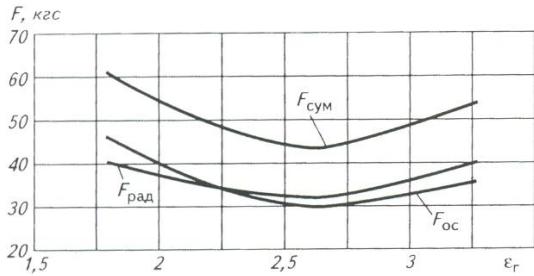


Рис. 5. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от геометрической степени сжатия ϵ_r

ты $r_0 = 2,5$ мм; угол закрутки эвольвенты $\phi = 900^\circ$; угловой параметр концевика $\alpha = 50^\circ$.

Из рис. 5 видно, что с увеличением ϵ_r как радиальная, так и осевая силы сначала падают, а затем одновременно начинают расти. Минимум обеих функций соответствует оптимальному значению ϵ_r .

И наконец, изменения углового параметра концевика α , остальные параметры принимали такими: высота ребра спиралей $h = 17$ мм; толщина ребра спиралей $\delta = 4$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 3$ мм; угол закрутки эвольвенты $\phi = 1300^\circ$; геометрическая степень сжатия $\epsilon_r = 2,75$.

Из рис. 6 видно, что с увеличением α радиальная и осевая силы практически не изменяются.

Выше рассмотрено поэлементное влияние различных геометрических параметров рабочих элементов спирального компрессора на величину газовых сил, однако при этом одновременно с изменением параметра часто происходит и изменение объема отсеченной полости, т.е. теоретической производительности компрессора V_m (при условии неизменности частоты вращения). Так, с ростом высоты ребра спиралей, радиуса начальной окружности и угла закрутки эвольвенты также растет и теоретическая производительность компрессора, а с ростом толщины ребра спиралей она снижается, в то время как при изменении значений углового параметра концевика и геометрической степени сжатия теоретическая производительность не изменяется.

В количественном выражении при увеличении толщины ребра спиралей с 2 до 6 мм (см. рис. 2) происходит

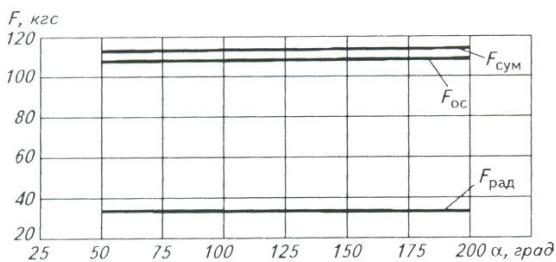


Рис. 6. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от углового параметра концевика α

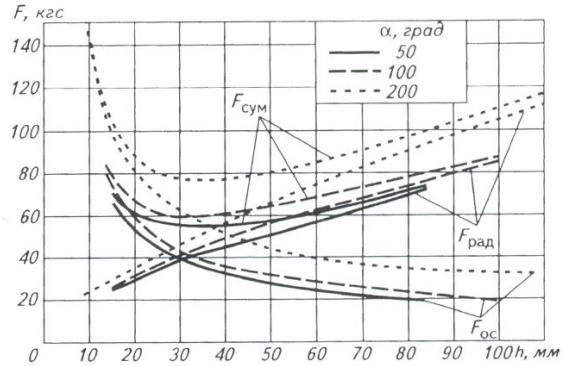


Рис. 7. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от высоты ребра спиралей h при $V_m = \text{const}$

уменьшение радиальной газовой силы на 8 %, осевой газовой силы на 11 %, при этом теоретическая производительность уменьшается в 2,2 раза. Если бы увеличение h происходило при одновременном сохранении теоретической производительности неизменной (за счет изменения других геометрических параметров), то оно привело бы не к снижению, а к росту газовых сил. Таким образом, определение оптимальной (с точки зрения минимизации газовых сил) области значений каждого из геометрических параметров при изолированном изменении одного из них оказывается затруднительным.

Решено было одновременно с изменением исследуемого параметра таким образом изменять другой параметр, чтобы не изменялась теоретическая производительность, значение которой в этой серии расчетов принято равным $0,19 \text{ м}^3/\text{мин}$ при $n = 3000 \text{ об}/\text{мин}$.

Если изменяемым параметром была высота ребра спиралей h , то постоянство V_m достигалось за счет изменения r_0 . Расчет проводили для трех значений α : 50°, 100° и 200°. Остальные параметры были неизменны: толщина ребра спиралей $\delta = 4$ мм; угол закрутки эвольвенты $\phi = 820^\circ$ (для $\alpha = 50^\circ$), $\phi = 900^\circ$ (для $\alpha = 100^\circ$), $\phi = 1170^\circ$ (для $\alpha = 200^\circ$); геометрическая степень сжатия $\epsilon_r = 2,75$.

Как видно из рис. 7, с увеличением h радиальная сила

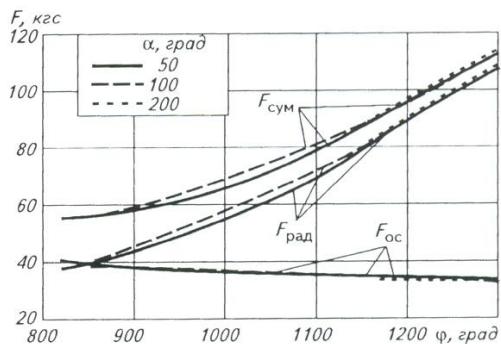


Рис. 8. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от угла закрутки эвольвенты ϕ при $V_m = \text{const}$

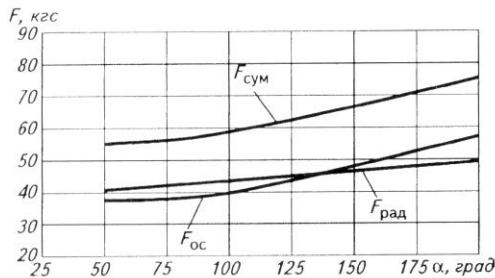


Рис. 9. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от углового параметра концевика α при $V_m = \text{const}$

растет почти линейно, а осевая сила уменьшается по гиперболе. Геометрическая сумма радиальной и осевой сил имеет минимум в районе равенства значений радиальной и осевой сил.

Если изменяемый параметр – угол закрутки эвольвенты φ , постоянство V_m достигалось изменением h . Расчет проводили для трех значений α : 50, 100 и 200°. Остальные параметры были неизменны: толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; радиус начальной окружности эвольвенты $r_0 = 3$ мм; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$.

С увеличением φ радиальная сила медленно и почти линейно убывает, а осевая сила растет, как и геометрическая сумма радиальной и осевой сил. Видно также, что расслоение по α практически отсутствует (рис. 8).

Если изменяемый параметр – угловой параметр концевика α , постоянство V_m достигалось изменением φ и r_0 . Остальные параметры: высота ребра спирали $h = 34$ мм; толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$.

Из рис. 9 видно, что с увеличением α радиальная и осевая силы увеличиваются, причем радиальная сила растет почти линейно.

Решено было также провести сравнение спирали исследуемого типа со спиралью, обеспечивающей та-

кую же производительность, но не имеющей концевика. При этом в качестве изменяемого параметра выбрали высоту ребра спирали h , а постоянство V_m достигалось путем изменения r_0 . Остальные параметры спиралей обоих типов были неизменны и имели следующие значения: толщина ребра спирали $\delta = 4$ мм; угол закрутки эвольвенты $\varphi = 900^\circ$ для спирали с концевиком и $\varphi = 1350^\circ$ для спирали без концевика; геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,75$; угловой параметр концевика (для спирали с концевиком) $\alpha = 100^\circ$.

На рис. 10 видно, что для обоих типов спиралей с увеличением h радиальная сила растет почти линейно, а осевая уменьшается по гиперболе. Во всем диапазоне изменения h на спираль без концевика действуют значительно большие силы. Геометрическая сумма радиальной и осевой сил имеет минимум в районе равенства радиальной и осевой сил, причем этот минимум для спирали без концевика лежит в области больших h .

На основании полученных результатов можно дать следующие рекомендации по выбору геометрических параметров рабочих элементов для минимизации действующих на них газовых сил:

✓ применение спиралей с концевиком предпочтительнее, так как действующие на них газовые силы существенно меньше сил, действующих на спирали без концевика при той же производительности;

✓ оптимальное значение высоты ребра спирали (для рабочих элементов, обеспечивающих рассматриваемую производительность) находится в диапазоне 25 ... 35 мм, причем с увеличением значения углового параметра концевика оптимум смещается в сторону больших высот;

✓ толщина ребра спирали должна быть по возможности меньше;

✓ следует выбирать возможно меньший угол закрутки спирали, позволяющий обеспечить необходимую геометрическую степень сжатия;

✓ геометрическую степень сжатия следует выбирать таким образом, чтобы исключить как пережатие, так и недожатие;

✓ угловой параметр концевика следует выбирать не более 100° (для концевиков других типов это означает, что предпочтительнее использование более «компактных» концевиков).

Список литературы

- Карчевский А.М., Налимов В.Н. Методика расчета газовых сил и моментов, действующих на рабочие элементы спирального компрессора // Сб. науч. тр. «Компрессорная и вакуумная техника» (юбилейный выпуск) / КГТУ, ЗАО «НИИтурбокомпрессор». – Казань, 2000.
- Карчевский А.М., Лобарев А.С., Максимов В.А., Хисамеев И.Г. Экспериментальные исследования газовых сил и моментов, действующих на рабочие элементы спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2006. № 4.

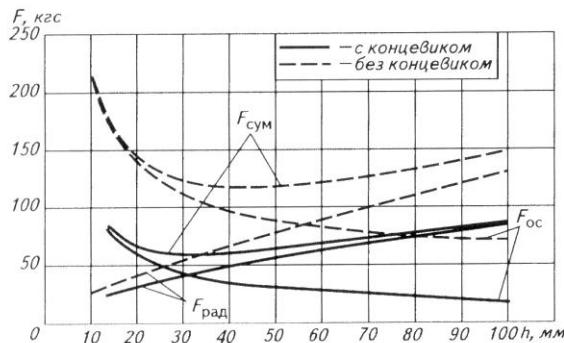


Рис. 10. Зависимость радиальной $F_{\text{рад}}$, осевой $F_{\text{ос}}$ и суммарной $F_{\text{сум}}$ газовых сил от высоты ребра спирали h при $V_m = \text{const}$ для спирали с концевиком и без него