

# Экспериментальные исследования винтового компрессора высокого давления для газотурбинных установок

Е.П. Балашов, К.И. Гарифов, Г.Ф. Зискин, В.Н. Налимов, Ю.А. Паранин

(ЗАО «НИИтурбокомпрессор им В.Б. Шнеппа»)

Разработан и испытан винтовой маслозаполненный дожимающий компрессор на давление до 5 МПа с характеристиками, не уступающими характеристикам зарубежных аналогов. Испытания компрессора были произведены на специально разработанном стенде, позволяющем проводить исследования в широком диапазоне режимных условий.

**Ключевые слова:** винтовой компрессор высокого давления, экспериментальный стенд.

**Experimental investigation of a high-pressure screw compressor for gas turbine plants**

**E.P. Balashov, K.I. Garifov, G.F. Ziskin, V.N. Nalimov, Yu.A. Paranin**

*A screw oiled final stage compressor machine for pressures up to 5 MPa has been developed and tested; its characteristics are not inferior to those of foreign analogues. The compressor has been tested at a special test rig allowing to carry experimental investigations in a wide range of parameters.*

**Key words:** screw high-pressure compressor, experimental test rig.

В настоящее время развитие энергетики идет по пути снижения стоимости вырабатываемой электроэнергии, например, ведется строительство газовых и парогазовых энергетических установок с высоким КПД. Эффективность энергетической установки во многом определяется эффективностью газовой турбины. В современных газовых турбинах требуется подача топливного газа в камеру сгорания под высоким давлением.

До последнего времени для повышения давления всасывания на входе в турбину до 5 МПа использовали поршневые (для электростанций мощностью до 25 МВт) и центробежные (для электростанций мощностью более 25 МВт) компрессоры. Но требования по обеспечению межсервисного пробега не менее 8 000 ч и ресурса не менее 60 000 ч обусловили необходимость поиска альтернативы поршневым компрессорам. Рядом фирм («Хауден», «Купер», «Майком», «Кобе Стил», «Томассен») были созданы компрессорные установки высокого давления на базе винтовых компрессоров.

При проектировании и изготовлении компрессорной установки для сжатия топливного газа газотурбинной установки мощностью 25 МВт для Казанской ТЭЦ 1 пришлось закупать компрессоры фирмы «Хауден» по импорту.

Учитывая дальнейшее развитие энергетики в России с использованием газотурбинных электростанций, создание и освоение отечественных винтовых компрессоров с конечным давлением до 5 МПа является актуальной задачей.

Анализ условий подачи топливного газа в газотурбинную установку показал, что есть потребность в винтовых компрессорных установках на следующие рабочие параметры:

- давление всасывания  $p_{\text{вс}} = 0,3...0,6 \text{ МПа}$ ;

- давление нагнетания  $p_{\text{н}}$  до 4,5 МПа;
- объемная производительность (по условиям всасывания) по условиям всасывания  $V = 7,5...50 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

Теоретические исследования показали, что данные параметры обеспечиваются винтовыми компрессорами на 5-й (диаметр ротора  $D_1 = 200 \text{ мм}$ ), 6-й ( $D_1 = 250 \text{ мм}$ ) и 7-й ( $D_1 = 315 \text{ мм}$ ) базах унифицированного ряда винтовых холодильных компрессоров [1, 2].

При этом достигается следующая производительность: на 5-й базе –  $V = 6...9 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; на 6-й базе –  $V = 13...20 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; на 7-й базе –  $V = 26...50 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

Для определения возможности использования традиционной схемы ротор – подшипники в винтовых компрессорах высокого давления была проведена

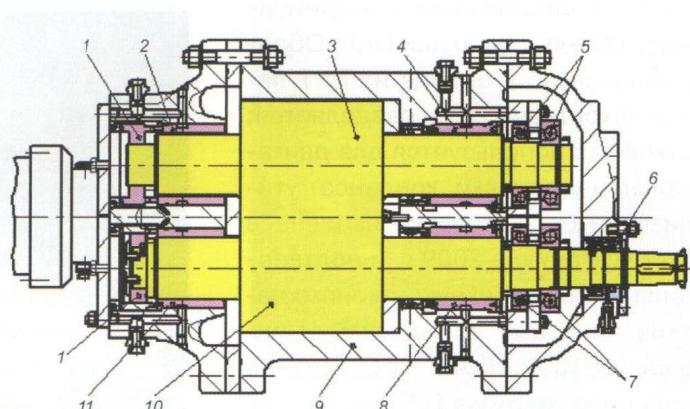


Рис. 1. Винтовой компрессор топливного газа:  
1 – думмис; 2, 4, 8, 11 – опорный подшипник; 3 – ведомый ротор;  
5, 7 – упорный подшипник; 6 – уплотнение;  
9 – корпус; 10 – ведущий ротор



оценка прочности и жесткости роторов, несущей способности гидродинамических опорных подшипников и упорных подшипников различного типа в зависимости от газовых сил, действующих на систему ротор – подшипники. Вычисленные с учетом газовых сил значения прогибов и напряжений, а также расчетные параметры подшипников скольжения подтвердили работоспособность системы ротор – подшипники винтовых компрессоров топливного газа на 5-й, 6-й и 7-й базах при требуемых режимах работы [4].

В ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» был рассчитан и спроектирован, а в ОАО «Казанькомпрессормаш» изготовлен винтовой компрессор 7ГВ-35/6-45 высокого давления на 7-й базе.

Конструктивная схема компрессора представлена на рис. 1.

Основная трудность при разработке конструкции компрессора – компенсация осевых сил, действующих на роторы. В представленной схеме упорные подшипники разгружены специальными устройствами – думмисами, которые представляют собой поршни, врачающиеся с небольшим зазором в корпусе компрессора. В полость перед поршнем маслонасосом подается масло под давлением, на 0,2...0,3 МПа превышающим давление нагнетания компрессора, а возникающая при этом сила направлена в сторону, противоположную действующим на роторы осевым силам. Кроме того, в схеме компрессора в отличие от применяемых ранее схем приводной конец ведущего ротора расположен со стороны нагнетания, а гидропривод золотникового регулятора производительности – со стороны всасывания. Такая конструкция позволяет расположить думмисы наибольшего диаметра для оптимальной компенсации осевых газовых сил.

Для обеспечения условий прочности патрубок всасывания перенесен с камеры всасывания на блок цилиндров. С целью увеличения несущей способности опорных подшипников диаметры шеек под подшипники ведущего и ведомого роторов выполнены максимальными.

В качестве упорных шариковых подшипников в компрессоре применены подшипники качения фирмы SKF (Швеция). Радиальные нагрузки воспринимаются опорными подшипниками скольжения гидродинамического трения, рабочие поверхности которых покрыты баббитом.

Компрессор 7ГВ-35/6-45 имеет следующие характеристики:

- диаметр роторов  $D_1 = 315$  мм;
- соотношение зубьев роторов  $z_1/z_2 = 4/6$ ;
- теоретическая производительность компрессора  $V_t = 45,9 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;

На расчетном режиме работы запланировано получить следующие показатели:

- давление всасывания  $p_{\text{вс}} = 0,6 \text{ МПа}$ ;
- давление нагнетания  $p_{\text{н}} = 4,5 \text{ МПа}$ ;
- объемная производительность, приведенная к условиям всасывания, – не менее  $35 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;
- потребляемая мощность  $N = 1400 \text{ кВт}$ ;
- коэффициент подачи  $\eta_v = 0,755$ ;
- изотермический КПД  $\eta_{\text{из}} = 0,5$ .

Для проведения экспериментальных исследований компрессора был спроектирован и изготовлен стенд высокого давления. Поскольку исследуемый компрессор является дожимающим, испытательный стенд выполнен по схеме «газового кольца», и испытания проводятся на азоте.

В состав стендада входят винтовой компрессор 7ГВ-35/6-45; электродвигатель 4АЗМП-1600/6000 УХЛ1; маслоотделитель; маслоохладитель; газоохладитель; маслосистема компрессорного агрегата; система смазки электродвигателя; система автоматизации; система измерений.

Винтовой компрессор и электродвигатель смонтированы на общей раме. Привод компрессора осуществляется от электродвигателя 4АЗМП-1600/6000 УХЛ1 с частотой вращения 3 000 об/мин через упругопластичную муфту. Перед началом испытаний газовую систему стендада опрессовывают, вакуумируют и заполняют азотом.

Компрессор в составе стендада работает следующим образом: азот через газоохладитель, диафрагму, газовый фильтр и обратный клапан поступает на всасывание в компрессор. В компрессоре происходит процесс сжатия газа, при этом в полость сжатия компрессора подается масло. Затем газомасляная смесь подается в блок маслоотделителей, где масло отделяется от газа и остается в маслоотделителе, а газ по нагнетательному трубопроводу поступает в газоохладитель. После охлаждения в газоохладителе газ вновь поступает на всасывание в компрессор.

Давление нагнетания компрессора устанавливают с помощью регулирующей запорной арматуры. Производительность компрессора регулируется в пределах 20–100% золотником с гидроприводом. Для поддержания давления на всасывании газовый контур подпитывают азотом. При необходимости снижения давления в контуре азот стравливают в резервуар. Подача масла на впрыск и на смазку осуществляется с помощью маслонасоса фирмы Viking производительностью 1 000 л/мин. Кроме того, предусмотрены возможность безнасосной работы масляной системы, а также возможность регулирования подачи масла в полость сжатия компрессора. Для поддержания

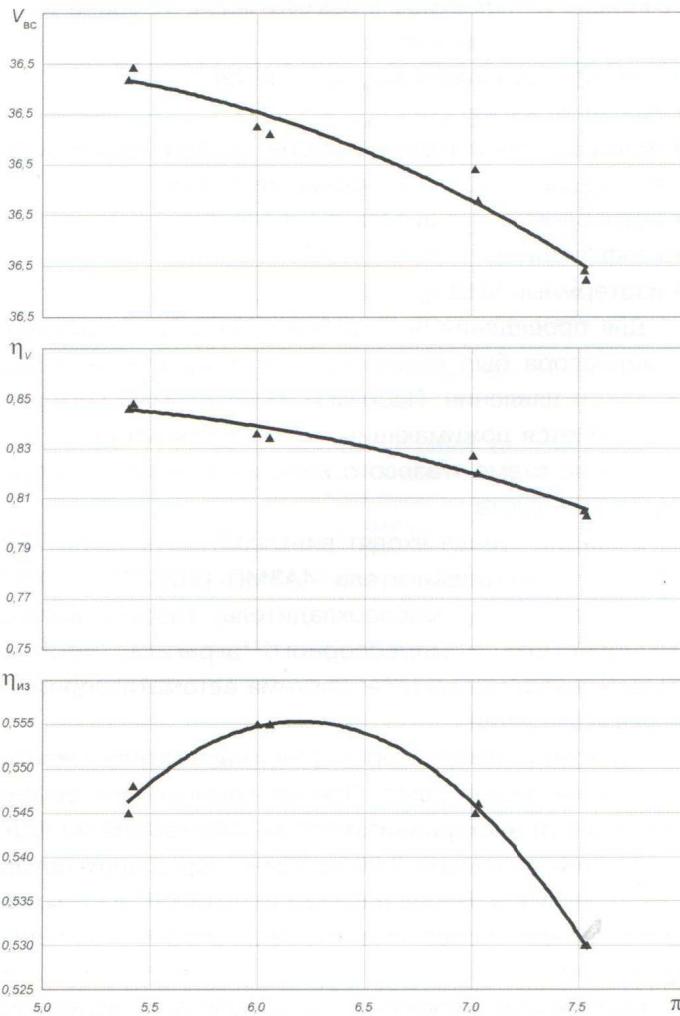


Рис. 2. Зависимости производительности  $V_{bc}$ , коэффициента подачи  $\eta_v$  и изотермного КПД  $\eta_{iz}$  компрессора 7ГВ-35/6-45 от отношения давлений  $\pi$

заданных температур масла и газа на стенде установлены масло- и газоохладители.

Для контроля режима работы компрессора и измерения его газодинамических характеристик стенд укомплектован контрольно-измерительными приборами. Производительность компрессора измеряли камерной диафрагмой, расположенной на всасывающем трубопроводе, перепад давлений – электронными приборами «Метран-100ДД» с выводом показаний на щит управления. Для измерения давления и температуры использовали датчики с выводом показаний на щит управления, для определения мощности, потребляемой компрессором, – комплект К-540. Расход масла определяли с помощью турбинных расходомеров-счетчиков РСТ (относительная погрешность 0,5%).

Испытания компрессора проводили в несколько этапов.

На первом этапе осуществляли механическую обкатку компрессора с целью проверки правильности

сборки и отладки работы сборочных единиц компрессора и испытательного стенда.

На втором этапе проводили испытания на воздухе на разомкнутом газовом контуре на различных режимах работы (давление всасывания – атмосферное, давление нагнетания – изменяемое в пределах 0,5...0,95 МПа);

На третьем этапе проводили испытания на азоте на «газовом кольце» с выходом на конечное давление 4,5 МПа. Компрессор прошел испытания на различных режимах работы при давлении всасывания 0,6 МПа и давлении нагнетания 3,2...4,5 МПа.

На расчетном режиме работы ( $p_{bc} = 0,6$  МПа,  $p_h = 4,5$  МПа) были получены следующие показатели:

- объемная производительность, приведенная к условиям всасывания,  $V = 36,56 \text{ м}^3/\text{мин};$
- потребляемая мощность  $N = 1\,383,8 \text{ кВт};$
- коэффициент подачи  $\eta_v = 0,806;$
- изотермический КПД  $\eta_{iz} = 0,531.$

Полученные в результате испытаний характеристики компрессора представлены на рис. 2.

Установлено, что производительность компрессора на 4,5% превышает заложенную при проектировании. Коэффициент подачи и изотермический КПД также превышают расчетные значения: коэффициент подачи  $\eta_v$  – на 6,75%, изотермический КПД  $\eta_{iz}$  – на 6,2%.

Сравнение характеристик 7ГВ-35/6-45 с характеристиками компрессора WRV 204 фирмы «Хауден», которые были получены при испытаниях компрессорной установки ТАКАТ-22/6-45 УХЛ1 (в состав установки входил данный компрессор), показало, что характеристики компрессоров 7ГВ-35/6-45 и WRV 204 находятся на одном уровне.

Таким образом, в результате проведенной работы создан отечественный винтовой маслозаполненный дожимающий компрессор на конечное давление до 5 МПа, по своим характеристикам не уступающий зарубежным аналогам. Компрессор показал надежную и стабильную работу, что позволяет сделать вывод о высоком уровне конструкторских решений, использованных при проектировании компрессора. В ходе работы был создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования широкого спектра научных проблем.

#### Список литературы

1. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1977.
3. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: Изд. ФЭН АН РТ, 2000.
4. Ибрагимов Е.Р., Налимов В.Н., Паранин Ю.А. Расчетно-теоретический анализ создания ряда винтовых компрессоров высокого давления для газотурбинных энергетических установок//Тр. XIV межд.. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Том I. Казань, 2007.

