

ВЛИЯНИЕ ТИПА ПРОФИЛЯ РОТОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА ТИПА РУТС

Ключевые слова: компрессор типа Рутс, эвольвентный, окружной, линейный профиль ротора, характеристики компрессора, повышение эффективности.

Представлены результаты расчета характеристик компрессора типа Рутс и влияние типа профиля на производительность, коэффициент подачи, индикаторный КПД машины. Рассмотрены три типа профиля с различными углами подрезки: эвольвентный, окружной и линейный на ножке

Keywords: Rootstypecompressor, involute, circle, linear profileof the rotor, compressor's characteristics.

The results of calculation of the characteristics of the Roots typecompressor and influence the type of profile on capacity, volume efficiency and adiabatic efficiency of the machine. Were considered three types of profiles with different angles of trim: involute, circle and the linear profileat the root.

В работе [1] представлены основные уравнения математической модели роторного компрессора типа Рутс и проведенный с помощью нее анализ влияния угла подрезки ротора ψ_p и относительного межцентрового расстояния на характеристики машины. В настоящей работе с помощью математической модели проанализировано влияние типа профиля ротора.

Известны следующие основные типы профилей, применяемые в производственной практике предприятий России и Украины -это эвольвентный профиль, эллиптический или его частный случай - окружной профиль, а также линейный профиль [2, 3]. Указанные профили отличаются способом изготовления.

Перечисленные типы профилей, а также их характерные участки показаны на рис.1. Лопасть ротора делится на две части – головку и ножку на-

радиуса $R=D/2$, его границы определяются углом подрезки ψ_p , а также участок подрезки на ножке ротора **E-F** в виде дуги окружности радиуса $c = D \cdot (\bar{A} - 0,5)$, где D , A – диаметр ротора, межцентровое расстояние, $\bar{A} = A / D$. Участки подрезки вводятся для образования глубоких щелей с эквидистантными стенками и снижения протечек через радиальные щели по наружному диаметру ротора.

Эвольвентный профиль (рис. 1а) имеет участки **B-C** и **C-D**, образованные эвольвентой окружности и участок **D-E** – удлиненная эвольвента, получаемая при нарезке профиля инструментальной рейкой и поэтому, угол подрезки на ножке несколько больший чем на головке $\psi'_p > \psi_p$. Этот профиль получается в результате обкатки инструментальной рейкой.

Окружной профиль (рис. 1б) образован сле-

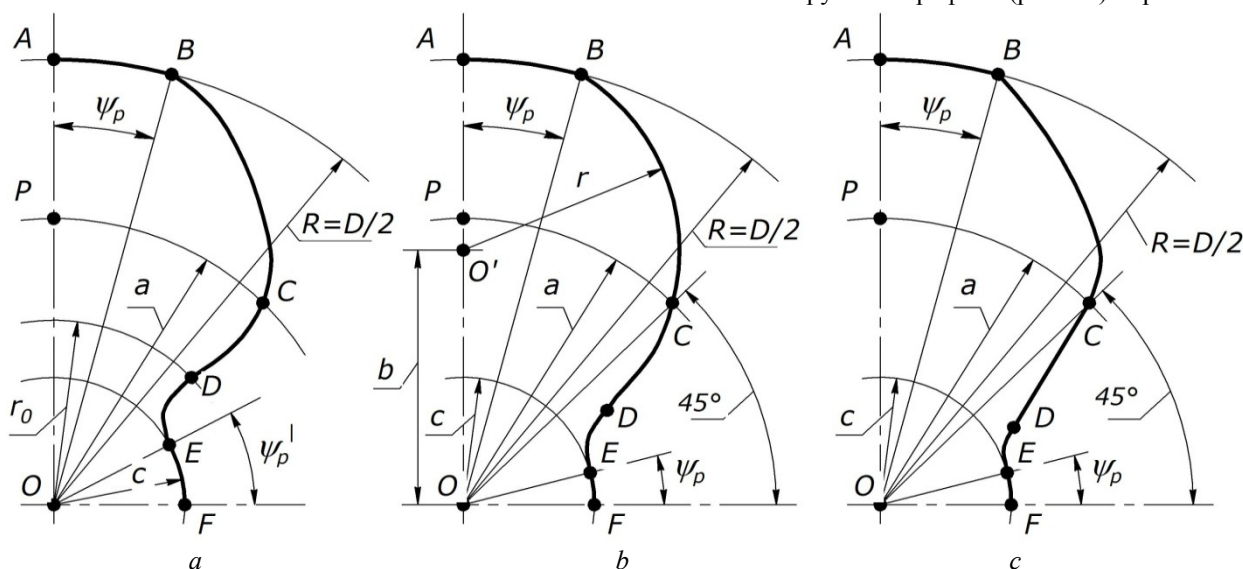


Рис. 1 - Профили ротора компрессора типа Рутс:
а - эвольвентный, б - окружной, с - линейный

дующими участками: **B-C** – дуга окружности радиуса $a = D \cdot \bar{A} / 2$. Каждый профиль имеет участок подрезки на головке **A-B**, который представляет собой дугу окружности

радиуса r , центр которой находится в точке O' , расположенной на оси профиля на расстоянии b от центра вращения – точки O , участком **C-D** – кривая обкат-

ки, получаемая из условия зацепления двух роторов и **D-E** – нормальная эпициклоида, описанная точкой **B** ответного ротора. Независимыми параметрами для задания профиля этого ротора являются три следующих параметра - D , $\bar{A}$, ψ_p . Два других параметра связаны с ними уравнениями:

$$b = \frac{D \cdot (1 - \bar{A}^2)}{4 \cdot (\cos \psi_p - \bar{A} \sqrt{2} / 2)},$$

$$r = 0,5 \sqrt{D^2 + 4 \cdot b^2 - 4 \cdot D \cdot b \cos \psi_p}$$

У линейного профиля (рис. 1с) участок на ножке ротора **C-D** выполнен в виде прямой линии, касательной к эпициклоиде **D-E**, участок **B-C** на головке ротора является обкатываемым, его координаты определяются из условия зацепления роторов. Анализ линейного профиля и уравнения для определения координат его участков даны в работе [3].

Система уравнений математической модели $dp/d\varphi$ и $dT/d\varphi$ [1] дополняется зависимостью объема рабочей полости от угла поворота ротора в виде $V=f(\varphi)$ и $dV/d\varphi$ которая для компрессора типа Рутса определялась численным методом для каждой из полостей: всасывающей, изолированной полости и полости нагнетания. Периодизация рабочих процессов и расчет объема полостей представлены в работе [4].

Массовый расход газа через окна всасывания и нагнетания определялся в зависимости от их площади f как

$$\dot{m}_w = \mu \cdot f \cdot w_{ad} \cdot \rho_1$$

где μ - коэффициент расхода окна, определяемый экспериментально методом статических продувок для различных положений роторов; ρ_1 - плотность газа перед окном, w_{ad} - скорость адиабатного истечения газа через окно.

Расход газа через узкие щелевые зазоры, разделяющие полости компрессора определялся по методике С.Е. Захаренко:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{\rho_1 \cdot p_1 \cdot \ell^2 \cdot \delta^2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 - 1 \right]}{\ln(p_1 / p_2) + \xi + \lambda \cdot \Delta}}, \text{ кг/с.}$$

где ℓ , δ - размеры щели, длина по фронту и минимальная высота; ξ - коэффициент местных сопротивлений на входе и выходе щели из-за внезапного сужения и расширения; λ - коэффициент трения газа в щели как функция числа Рейнольдса; Δ - коэффициент формы щели.

Система уравнений математической модели решалась численным методом Рунге-Кутты-Фельдберга 4-5 порядка с автоматическим выбором шага интегрирования [5]. Результатами решения уравнений математической модели являются диаграммы изменения давления и температуры по углу поворота ротора. С помощью интегрирования полу-

ченной зависимости $p=f(\varphi)$ определялась индикаторная мощность компрессора и индикаторный КПД

$$N_{ind} = 4 \frac{\omega}{2\pi} \int_{\varphi_0}^{\varphi_k} p(\varphi) d\varphi,$$

$$\eta_{ind} = N_{ad} / N_{ind}$$

где N_{ad} – адиабатная мощность компрессора

Объемный КПД определялся для контроля точности по двум формулам:

$$\eta_v = 1 - \frac{\Sigma V_{pr.j}}{V_{is}}; \quad \eta_v = \frac{\Sigma V_{pr.win}}{V_{is}}$$

где $\Sigma V_{pr.j}$ – суммарный объем притечек газа во всасывающую полость из полостей V_{+180° , V_{+90° за период всасывания, отнесенный к условиям всасывания; $\Sigma V_{pr.win}$ - объем натекания газа во всасывающую полость только через окно всасывания; V_{is} – объем изолированной рабочей полости, отделяемой от полости всасывания на угле, равном $(90^\circ - \gamma_{вс} - \psi_p)$ [4].

Результаты расчетов по математической модели сопоставлялись с экспериментальными данными, полученными на трех типах компрессоров с различными профилями роторов. Расхождение модели и эксперимента составило не более точности снятия экспериментальных параметров, что говорит об адекватности модели.

На разработанной математической модели компрессора были проведены расчеты с целью определения влияния типа профиля ротора на параметры эффективности компрессора - η_v , η_{ind} . Расчеты проводились при постоянной величине монтажных зазоров, но учитывалось изменение рабочих зазоров из-за тепловых деформаций роторов и корпуса компрессора. Также постоянными оставались параметры $\bar{A}$, ψ_p . В качестве рабочего газа рассматривался воздух.

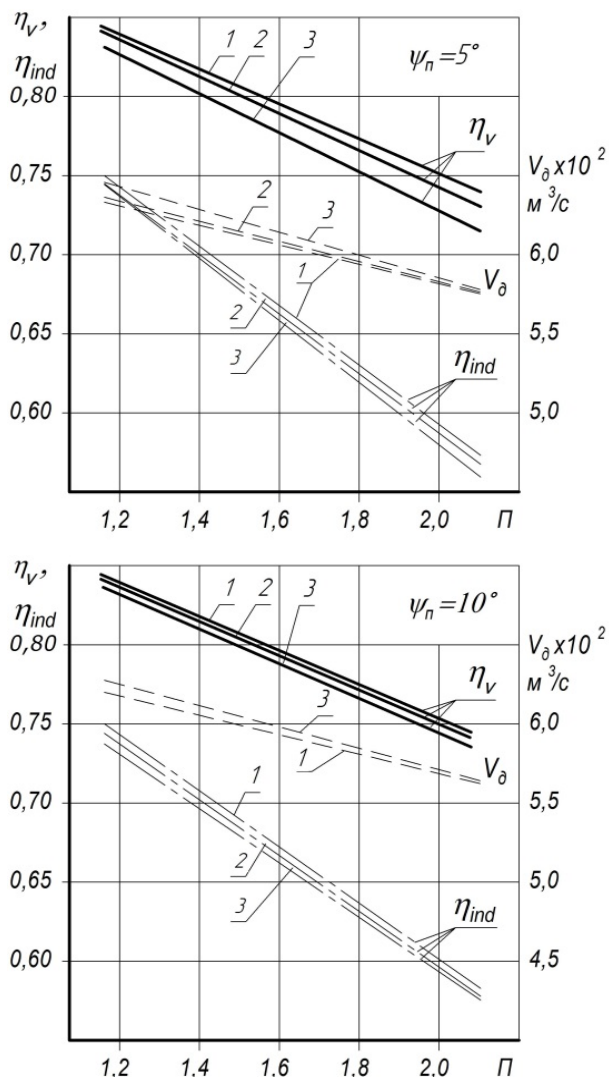
На рисунке 2 представлены полученные характеристики компрессора с окружным, линейным и эвольвентным профилем ротора при двух значениях угла подрезки $\psi_n=5^\circ$ и 10° в диапазоне изменения величины отношения давлений $\Pi=1,1...2,1$.

Из анализируемых трех типов профилей более высокие значения η_v , η_{ind} имеет окружной профиль, его коэффициент подачи выше на 3...3,5% по сравнению с эвольвентным, различия по индикаторному КПД составляют меньшую величину – 2...3%. Но в целом можно сделать вывод, что влияние типа профиля не столь существенно, по сравнению с влиянием параметров $\bar{A}$, ψ_p . Это можно объяснить как результат противоположного влияния профильной герметичности роторов, величины перевальных объемов в зацеплении с одной стороны и коэффициента использования объема k_z другой стороны. Наилучшей профильной герметичностью обладает окружной профиль, а также он имеет наименьшую величину перевального объема. Эвольвентный профиль имеет более высокий коэффициент использования объема и теоретическую производительность. В результате совокупное влияние этих факторов приводит к тому, что действительная производи-

тельность всех трех типов профилей оказывается очень близка.

Литература

1. А.М. Ибраев, С.В. Визгалов, И.И. Шарапов, Выбор геометрических параметров ротора при проектировании шестеренчатого компрессора внешнего сжатия. Вестник Казан.технол. ун-та. – 2011, №6, с. 187-193.
2. А.М. Ибраев, Г.Н. Чекушкин и др. А.с. №1300193, 4F 04C18/08. Профиль ротора двухроторного компрессора, Бюл. № 12, 1987.
3. А.М. Ибраев, Г.Н. Чекушкин, М.С. Хамидуллин, Расчет и анализ линейного профиля шестеренчатого компрессора. Сб. науч. трудов. Проектирование и исследование компрессорных машин, Казань, 1999, с. 193-198.
4. С.В. Визгалов, А.М. Ибраев, Периодизация рабочего процесса компрессора типа Рутс и определение зависимости объема полости от угла поворота ротора. Вестник Казан. технол. ун-та. – 2013, №5, с. 182-186.
5. Дж. Форсайт, М. Малькольм, К. Моулер, Машинные методы математических вычислений. М.: Мир, 1980 – 280 с.



**Рис. 2 - Расчетные зависимости η_v , η_{ind} , V_d для различных типов профилей ротора:
1 - окружной, 2 - линейный, 3 - эвольвентный**

Для угла подрезки $\psi_n = 5^\circ$ профили по форме кривых и параметрам k_s отличаются более существенно, что привело к более заметному расхождению по η_v , η_{ind} по сравнению с $\psi_n = 10^\circ$.

Результаты настоящего исследования могут быть использованы при проектировании компрессоров типа Рутс при работе на воздухе и близких к нему по свойствам газе.