

Исследование радиальных деформаций ротора молекулярно–вязкостного вакуумного насоса

09, сентябрь 2014

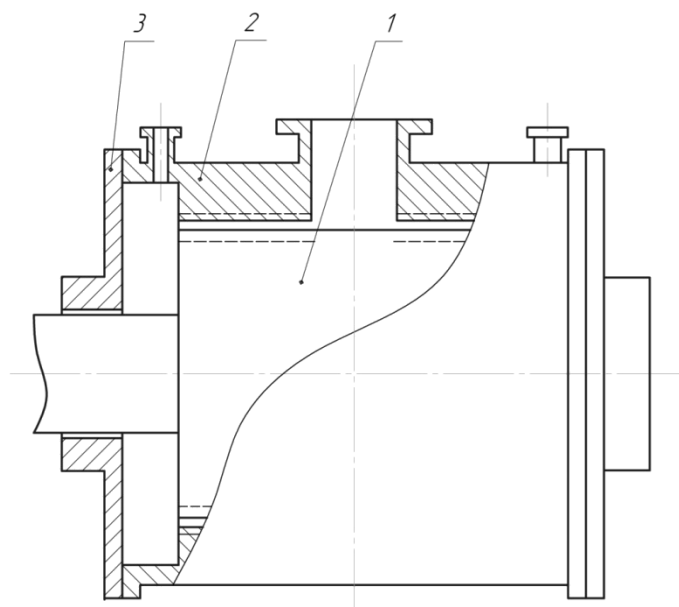
Никулин Н. К., Свичкарь Е. В.

УДК: 81.29.14

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

svic@bk.ru

МВВН [1, 2, 3] представляет собой машину динамического действия, принципиальная схема которого представлена на рис. 1. На смежных поверхностях ротора (1) и статора (2) выполнены винтовые каналы специального профиля, которые при вращении ротора обеспечивают перемещение газа со стороны всасывания на сторону нагнетания. Выбор профиля каналов зависит от режима работы и требуемых выходных данных насоса. В конструкции насосов расположено по несколько всасывающих и несколько нагнетательных патрубков с целью увеличения проводимости на всасывании и нагнетании. Проточная часть МВВН отличается от проточной части молекулярного вакуумного насоса (МВН) наличием каналов на обеих поверхностях рабочих элементов (рис. 2).



1 – ротор; 2 – корпус; 3 – фланец

Рис. 1. Конструктивная схема МВВН

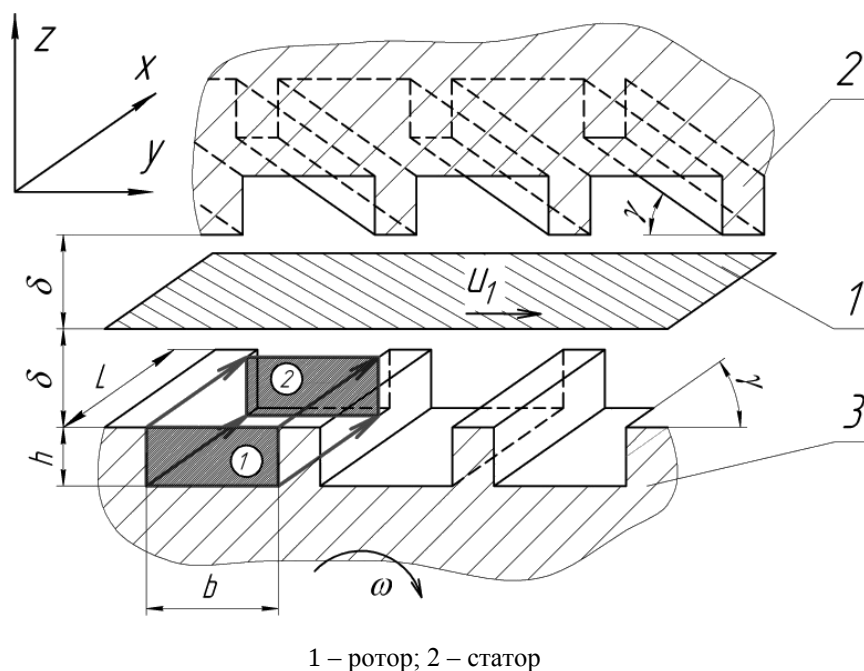


Рис.2. Расчетная схема проточной части МВВН

Течение газа в проточной части МВВН определяется взаимодействием газа с поверхностью. Для того чтобы улучшить откачную характеристику насоса необходимо выявить влияние основных параметров на течение газа в проточной части. К таким параметрам можно отнести: геометрию канала; окружную скорость; зазор между ротором и статором; число каналов; угол наклона образующей канала к образующей цилиндра; температуру газа; шероховатость поверхности и др.

Одним из основных параметров определяющих откачную характеристику проточной части является профиль канала. В качестве профиля могут быть выбраны прямоугольный, трапециидальный, круглый и треугольный профили. Для обеспечения эффективной откачки газа в проточной части профили на статоре и роторе должны быть одинаковой формы. Каналы на поверхности ротора и статора выполнены с одинаковым и разнонаправленным уклоном относительно торца проточной части. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, наилучшим образом работают симметричные каналы с одинаковым углом наклона боковой стенки к основанию канала, одинаковой формой каналов в одной проточной части.

Помимо профиля канала необходимо учитывать его высоту h , ширину b , угол наклона боковой стенки к основанию β , длину L и число каналов n . Варьируя этими параметрами можно улучшить откачные данные насоса или при заданных откачных параметрах насоса сократить его массогабаритные характеристики. Для выявления профиля канала, обеспечивающего наилучшие откачные параметры насоса, необходимо рассматривать каналы с одинаковой эффективной площадью. Только в этом случае их можно сравнивать друг с другом.

Возникают существенные сложности при изготовлении проточной части. В связи с технологической особенностью расположения каналов на поверхности возможно появление несимметричного профиля, что отрицательно скажется на течении газа. При дальнейших исследованиях считается, что профиль симметричен.

Логично предположить, что увеличение скорости вращения ротора приведет к улучшению откачных параметров. Однако увеличение скорости вращения ротора ограничено прочностными свойствами материала ротора и возможным расширением под действием центробежных сил, что в свою очередь приведет к уменьшению зазора. К тому же увеличение скорости вращения ротора требует наличие двигателя, позволяющего получить такие обороты. Причем двигатель необходимо будет устанавливать на роторе насоса.

Важным этапом при конструировании насоса является выбор монтажного радиального зазора между статором и ротором. При увеличении зазора будет возрастать количество перетекающего газа из канала в канал или со стороны всасывания на сторону нагнетания. Это значительно ухудшает откачные характеристики в момент пуска до выхода на рабочие частоты вращения ротора. Сделать зазор слишком малым не позволяет опасность заклинивания насоса вследствие радиальных деформаций ротора. Поэтому основной задачей данного исследования является определение изменения величины зазора на рабочих частотах вращения ротора.

Радиальная деформация ротора возникает по двум причинам: из-за температурного расширения материала ротора и воздействия центробежных сил инерции ротора.

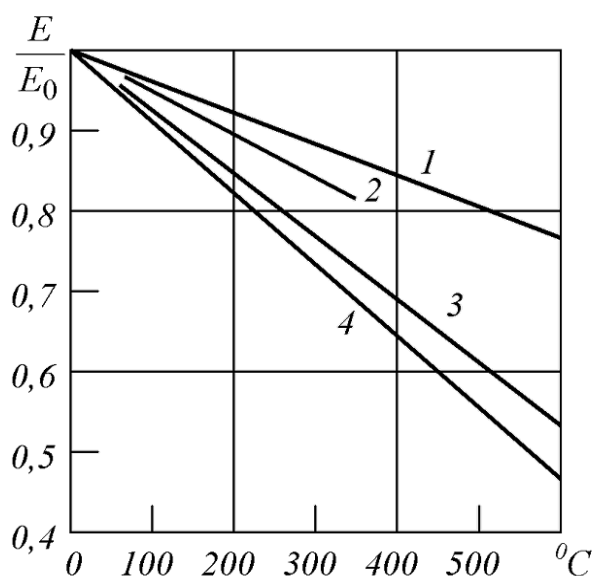
При определении влияния суммарной радиальной деформации на значение радиального зазора между ротором и статором в рабочем состоянии можно выделить основные задачи:

1. Определить максимально допустимое контактное давление на внутренней поверхности ротора и подобрать посадку с натягом ротора на вал. Данная задача обусловлена тем, что в данном насосе используется составной ротор. Основная часть ротора выполняется из стали 40Х с целью обеспечения необходимых прочностных параметров ротора, работающего при больших частотах вращения. На основную часть ротора с натягом одевается втулка, на внешней поверхности которой выполнены рабочие каналы. Втулка изготовлена из алюминиевых сплавов АК6, АК8 или Д16. Определить радиальную деформацию вращающегося ротора под действием центробежных сил инерции и нагрева рабочих поверхностей насоса;
2. Определить характер изменения радиального перемещения точек на внешнем радиусе ротора от рабочей температуры в диапазоне от 20°C до 300°C;
3. Определить характер изменения радиального перемещения точек на внешнем радиусе ротора от частоты вращения в диапазоне от 36000 об/мин до 90000 об/мин при диаметре ротора 0,058 м.

При определении основных параметров рассматриваются только упругие деформации, что позволяет считать деформации от нагрева вращающихся деталей и от действия центробежных сил независимыми друг от друга.

В упрощенном варианте для оценки радиальной деформации ротора от действия центробежных сил имеет смысл начать исследование с расчета ротора как вращающегося диска [4]. Такая модель расчета имеет аналитическое решение и может быть принята для оценки результатов более сложных моделей, реализуемых методом конечных элементов.

Согласно кривой 2 (рис. 3) относительное изменение модуля упругости в диапазоне рабочих температур 100... 300 °С составляет 5...15%, где E_0 – модуль упругости при нормальных условиях, E – модуль упругости при повышении температуры. Следовательно, этим изменением можно пренебречь, что значительно упрощает задачу. Зависимость коэффициента Пуассона от температуры является еще менее существенной. Для того чтобы учесть неравномерное распределение температуры по радиусу и длине ротора необходимо поставить и решить задачу о распределении тепла в рабочей полости насоса, что является отдельной исследовательской работой.



1 – нержавеющая сталь; 2 – алюминиевые сплавы;
3 – углеродистые стали; 4 – титановые сплавы

Рис.3. Относительное изменение модуля упругости различных материалов с повышением температуры

При построении математической модели приняты следующие допущения:

1. В выделенном элементе ротора отсутствуют меридиональные напряжения, имеет место плоское напряженно-деформированное состояние.
2. Напряжения распределены равномерно по оси ротора. Следовательно, напряжения, деформации и перемещения являются только функциями радиуса.
3. Не учитывается зависимость модуля упругости первого рода от температуры

4. Не учитывается неравномерное температурное распределение по радиусу ротора.

Чтобы соединить цилиндры, наружный цилиндр обычно нагревают; при этом он расширяется и его можно свободно надеть на внутренний цилиндр. После охлаждения наружный цилиндр плотно охватывает внутренний и в результате получается надежное соединение. Также может применяться запрессовка без нагрева.

При одинаковой длине соединяемых цилиндров контактное давление p_k равномерно распределено по посадочной поверхности. Величина этого давления может быть определена из условия совместности деформаций.

Обозначим через u_1 уменьшение радиуса посадочной поверхности внутреннего цилиндра и через u_2 – увеличение радиуса посадочной поверхности наружного цилиндра. Сумма u_1 и u_2 должна равняться половине натяга.

Поскольку в данной задаче необходимо определить контактное давление, возникающее при прессовой посадке втулки ротора на сплошной вал, контактное давление можно определить следующим образом:

$$p_k = \frac{\Delta}{2b \left[\frac{1}{E_1} (1 - \mu_1) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \mu_2 \right) \right]},$$

где b – внутренний диаметр ротора, м; c – наружный диаметр ротора, м; μ – коэффициент Пуассона; Δ – допустимый натяг.

Известно, что при нагреве материал имеет свойство расширяться. Поэтому деформацию, связанную с температурным воздействием, определяют следующим образом:

$$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t,$$

где α – коэффициент температурного расширения материала; Δt – перепад температур.

Удлинение для однородного равномерно нагретого стержня можно определить:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t,$$

где L – первоначальный геометрический размер, м.

В данной задаче нас интересуют радиальные перемещения точек на внешнем радиусе ротора:

$$\Delta r = \alpha \cdot r \cdot \Delta t,$$

где r – радиус ротора;

Δt – разность рабочей температуры и температуры монтажа T_m , определяемая как

$$\Delta t = (T_p - T_m)$$

Таким образом, тепловое расширение ротора:

$$\Delta r = \alpha \cdot r \cdot (T_p - T_m).$$

На рис. 4 показан график зависимости изменения радиального перемещения точек на внешнем радиусе ротора от рабочей температуры в диапазоне от 20 до 300°C.

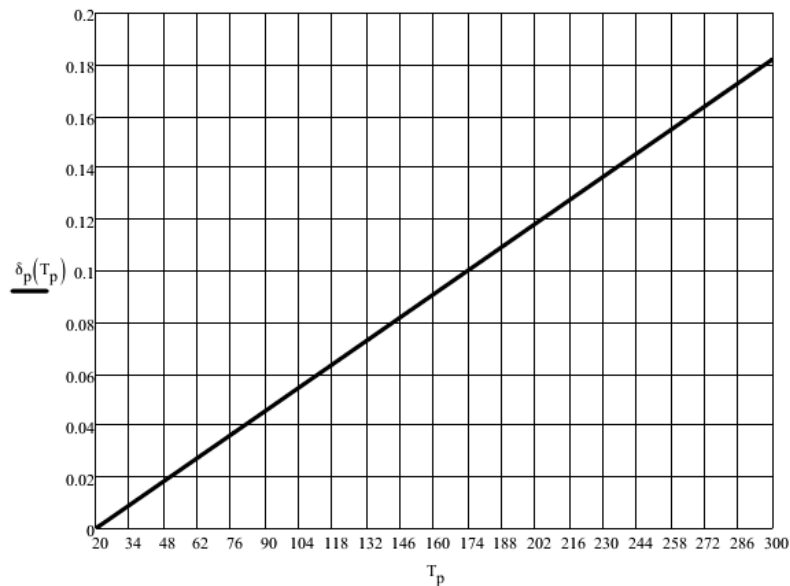


Рис.4. Зависимости изменения радиального перемещения точек на внешнем радиусе ротора от рабочей температуры.

В результате вращения ротора насоса согласно принципу Даламбера возникает поле центробежных сил инерции его массы. На рис. 5 выделен элемент ротора с помощью двух меридиональных и двух цилиндрических сечений. Воздействие отброшенной части ротора на элемент заменим внутренними поверхностными силами

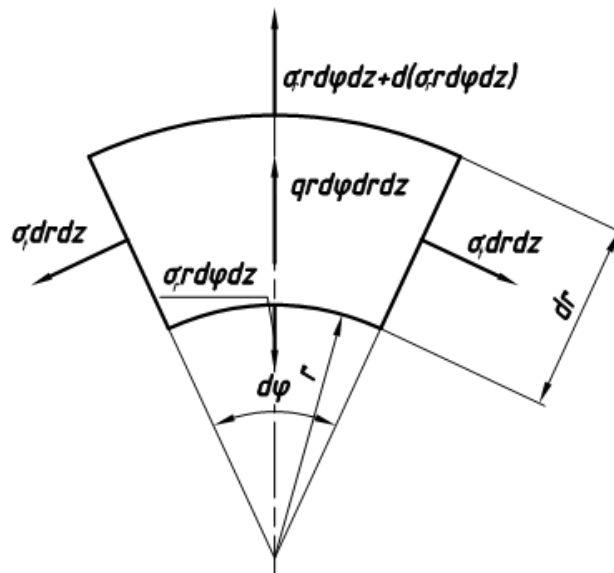


Рис.5. Элемент ротора насоса

Уравнение равновесия при проецировании приложенных сил на вертикальную ось.

$$\frac{d}{dr}(\sigma_r r dz) - \sigma_\phi dz + q r dz = 0,$$

$$q = \rho \omega^2 r$$

где q – распределенная по объему центробежная нагрузка; σ_r – радиальное напряжение, Па; σ_t – окружное напряжение, Па.

Условие совместности деформаций:

$$r \frac{d\varepsilon_t}{dr} + \varepsilon_t - \varepsilon_r = 0,$$

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}$$

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r}$$

где ε_r – радиальная деформация; ε_t – окружная деформация; u – радиальное перемещение, м.

Обобщенный закон Гука для плоского напряженно–деформированного состояния:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t) + \alpha\Delta t$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r) + \alpha\Delta t$$

Подставив выражения для деформаций из обобщенного закона Гука в условие совместности деформации, получаем дифференциальное уравнение, которое (относительно радиальных σ_r и тангенциальных σ_t переменных) образует систему, описывающую напряженно–деформированное состояние вращающегося неравномерно нагретого диска:

$$r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r) \right] + \frac{1+\mu}{E}(\sigma_t - \sigma_r) + r \frac{d(\alpha\Delta t)}{dr} = 0$$

Учитывая принятые допущения о независимости механических характеристик от температуры и о равномерном нагреве ротора, получим:

$$r \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + 3 \frac{d\sigma_r}{dr} = -(3+\mu)q$$

Полученная зависимость является линейным неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка относительно переменной σ_r . Выделение в правой части этого уравнения интегрируемой комбинации позволяет записать зависимость в следующем виде:

$$r \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + 3 \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r^2 \sigma_r) \right]$$

После ряда математических преобразований получено решение в виде:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 r^2,$$

где A, B – постоянные интегрирования зависящие от граничных условий.

Тангенциальное напряжение:

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} - \frac{1+3\mu}{8} \rho \omega^2 r^2.$$

Для поставленной задачи граничные условия формулируются следующим образом:

- радиальные напряжения на внутренней поверхности диска равны контактному давлению, возникающему при посадке ротора на вал с натягом.

$$r = r_1 \rightarrow \sigma_r = -p$$

- радиальные напряжения на наружном радиусе отсутствуют.

$$r = r_2 \rightarrow \sigma_r = 0$$

Постоянные интегрирования А и В, определенные из граничных условий:

$$B = -\frac{p}{r_1^2 - r_2^2} \cdot r_1^2 \cdot r_2^2 + \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 r_1^2 \cdot r_2^2$$

$$A = -\frac{p}{r_1^2 - r_2^2} \cdot r_1^2 + \frac{3+\mu}{8} \rho \omega^2 (r_1^2 + r_2^2)$$

В результате получено выражение, решенное относительно u , записывается в виде:

$$u = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) \cdot r + \alpha \Delta t \cdot r$$

На рис. 6 приведен график зависимости перемещения во вращающемся равномерно нагретом роторе.

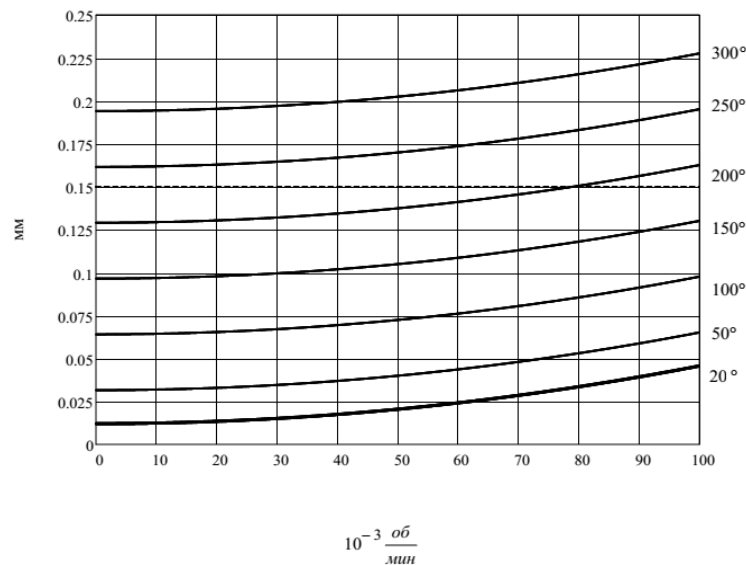


Рис. 6. Зависимость изменения перемещения во вращающемся равномерно нагретом роторе

В результате проведенной работы была определена зависимость суммарного перемещения точек на внешнем радиусе ротора в зависимости от частоты вращения (в диапазоне 36000 ...90000 об/мин) при различной рабочей температуре. Построены графики, согласно которым перемещение от температурных деформаций превышает перемещение от центробежных сил инерции при частоте вращения 36000 ...90000 об/мин в 3,8...1,6 раз соответственно при рабочей температуре порядка 100°С. Влияние перемещений от центробежных сил инерции становится доминирующим для рассмотренного ротора при час-

тоте его вращения более 127000 об/мин, при рабочей температуре порядка 100°C. Полученные значения являются ориентировочными, ввиду того что согласно принятой методике расчета значения перемещений ротора от центробежных сил завышены.

Список литературы

1. Демихов К.Е., Никулин Н.К., Свичкарь Е.В. Исследование течения газа в канале МВН в вязкостном режиме течения // Известия высших учебных заведений. Сер. "Машиностроение". 2012. №10. стр. 18-22
2. Демихов К.Е., Никулин Н.К., Свичкарь Е.В. Течение газа в спиральном канале молекулярного вакуумного насоса // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2012. стр.
3. Демихов К.Е., Никулин Н.К., Свичкарь Е.В. Расчет течения газа в проточной части молекулярного вакуумного насоса // Вакуумная техника, материалы и технология. М.:НОВЕЛЛА. 2013. стр. 111-118
4. Подскребко М.Д. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа. 2007. 797 с.