

Особенности расчета обратных перетеканий в щелевых каналах безмасляных спиральных вакуумных насосов

А.В. Бурмистров, Р.Р. Якупов, А.А. Райков, С.И. Саликеев
Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, Республика Татарстан, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68
E-mail: burm@kstu.ru

Представлены методики расчета обратных перетеканий через торцевые и радиальные каналы спиральных вакуумных насосов в молекулярном, вязкостном и переходном режимах. Показано, что проводимость торцевых каналов можно рассчитывать по известным формулам для длинной плоской прямоугольной щели. Для радиальных каналов в условиях вакуума необходимо учитывать подвижность стенки спирального элемента, поскольку за счет этого проводимость может изменяться в десятки раз. Рассмотрено влияние рода газа и геометрических размеров канала на перетекания.

Backward leakage in slot channels of oil free scroll vacuum pumps. A.V. Burmistrov, R.R. Yakupov, A.A. Raykov, S.I. Salikeev. Backward leakage calculation procedure through face and radial channels of scroll vacuum pumps in molecular, viscous and transient regimes is presented. It is shown that conductance of face channels may be calculated according to well known formulae for a long plane rectangular slot. The mobility of scroll element wall must be considered for radial channels in vacuum conditions because the conductance may vary in a wide range due to this fact. The influence of gas type and channel geometrical dimensions on backward leakage is considered.

Важнейшим направлением развития вакуумной техники является создание новых и совершенствование существующих безмасляных машин. Это касается как повышения производительности и расширения диапазона рабочих давлений, так и снижения стоимости насосов и повышения ресурса работы. При этом одной из наиболее популярных разновидностей безмасляных машин являются насосы вакуумные спиральные, которые находят все более широкое применение в секторе насосов малой и средней производительности.

Насос вакуумный спиральный (НВСп) относится к бесконтактным машинам и важнейшим направлением повышения его откачных параметров является снижение обратных перетеканий через щелевые каналы. Как известно, при орбитальном движении подвижного спирального элемента относительно неподвижного, между ними возникает два вида щелевых каналов: радиальный – между боковыми поверхностями перьев спиралей и торцевой – между торцом пера одной спирали и торцевым диском ответного спирального элемента.

Рассмотреть влияние величин зазоров на характеристики НВСп фактически можно только на математической модели спиральной машины, поскольку в ходе проведения натурных экспериментов почти невозможно точно определить величины зазоров, как из-за погрешностей изготовления и сборки, так и переменных тепловых и силовых деформаций спиральных элементов.

Разработка математической модели НВСп предполагает наличие уравнений для расчета проводимости торцевого и радиального каналов. Причем, поскольку рабочий диапазон давлений НВСп лежит в пределах $1-10^5$ Па, то режим течения газа в каналах изменяется от молекулярного через переходный до вязкостного, и соответственно уравнения для расчета проводимости должны охватывать все эти режимы.

По данным теоретических и экспериментальных исследований [1, 2], торцевой канал влияет на коэффициент подачи спирального компрессора во много раз сильнее, чем радиальный. Поэтому первоочередная задача в НВСп - снижение перетеканий через торцевой канал, что достигается за счет размещения на торце пера спирали уплотнителя, изготовленного из графитонаполненного фторопласта, который упирается в торцевой диск ответного спирального элемента и скользит по нему. Однако даже в этом случае торцевой зазор все-таки существует, хотя его величина очень мала.

Таким образом, торцевой канал НВСп (рис.1) образуется между торцевым уплотнителем и торцевым диском.

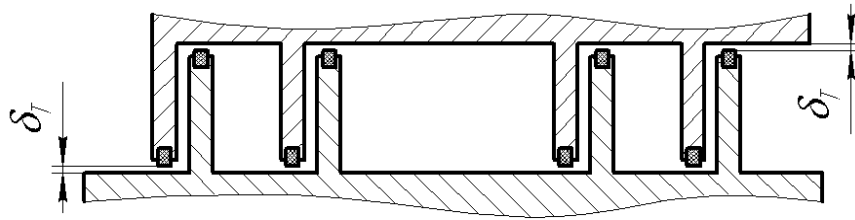


Рис.1. Торцевые каналы НВСп.

Длина торцевого канала в направлении перетекания равна ширине торцевого уплотнителя, а его проводимость в молекулярном режиме определяется по формуле для длинной плоской прямоугольной щели [3]

$$U = \frac{c}{4} \delta_T^2 \frac{L_T}{l_T} \ln \frac{l_T}{l}, \quad (1)$$

где δ_T – величина торцевого зазора; l_T – длина торцевого канала в направлении перетекания, L_T – ширина канала – длина сегмента спирали по фронту перетекания между полостями.

Данная формула может быть использована, если ширина и длина канала (ширина торцевого уплотнителя) намного больше, чем зазор между торцевым диском одной спирали и торцом пера спирали. В спиральных машинах данные условия выполняются.

Для расчета проводимости торцевой щели в вязкостном режиме можно рекомендовать формулу [4, 5]

$$U = \frac{\delta_T^3 L_T P_1 (1 + \tau)}{12l\eta \left(1 + \sqrt{1 + \frac{\alpha(1 - \tau^2) P_1^2 \delta_T^4}{6l_T^2 R_T T_1 \eta^2}} \right)}, \quad (2)$$

где $\alpha = c_0 + c_1 \ln(\tau + 0,03) + c_2 \ln^2(\tau + 0,03)$, $c_0 = 0,0687 - 0,00581 \ln(1/\xi) - 0,001 \ln^2(1/\xi)$,

$c_1 = -0,264 - 0,0677 \ln(1/\xi) - 0,00452 \ln^2(1/\xi)$,

$c_2 = -0,0711 - 0,0163 \ln(1/\xi) - 0,000142 \ln^2(1/\xi)$,

$\xi = \frac{\delta_T^2 P_1}{l_T \eta \sqrt{R_T T_1}}$, τ – отношение давлений в полостях между выходом из канала и входом в канал,

P_1 , T_1 – давление и температура газа на входе в канал соответственно, η – вязкость газа, R_T – газовая постоянная.

Радиальный канал НВСп – канал переменного сечения, имеющий в некотором сечении (в точке *A*) минимальный зазор (рис.2). Для такого канала проводимость определяется участком в окрестности этого минимального зазора, а расширяющаяся часть канала практически не влияет на его проводимость. Таким образом, для расчета проводимости такого канала в случае неподвижных стенок достаточно определить кривизну стенок в месте минимального зазора, и использовать формулы для расчета проводимости канала, образованного двумя окружностями, которые получены в работах, [4, 5] для всех трех режимов течения.

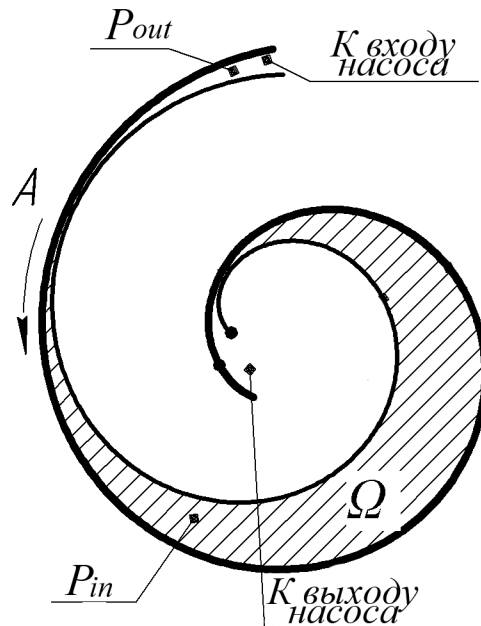


Рис.2. Схема для расчета перетеканий через радиальный канал.

Спецификой радиальных каналов НВСП является то, что одна стенка канала, образованная пером подвижного спирального элемента, движется. Причем исследования бесконтактных машин [6-8] показали, что движение роторов оказывает решающее значение на величины перетеканий газа.

В НВСП при орбитальном движении подвижного спирального элемента образуется отсеченная полость Ω , которая перемещается от периферии спирали к центру (от входа насоса к выходу). Такое же движение совершает точка «контакта» A со скоростью $2\pi Rn$, где R – радиус кривизны спирали в точке контакта, n – частота вращения приводного вала.

Поэтому при расчетах течения газа в канале спирального насоса необходимо все параметры рассматривать в привязке к системе координат, которая будет перемещаться с точкой A . В этой системе координат скорость стенок будет равна скорости движения точки A . Причем она направлена с выхода к входу в насос, что увеличивает обратные перетекания. Отметим также, что для больших насосов скорость перемещения может достигать 30 м/с.

Для того, чтобы проиллюстрировать степень влияния подвижности стенки на величину перетеканий были проведены расчеты течения газа в канале с подвижными стенками в пакете Ansys Fluent [9] при различных входных и выходных давлениях, величинах зазора, скорости движения стенок, температурах. Расчеты проводились для различных газов. Полученные данные были проанализированы и разработана методика расчета проводимости каналов с учетом перемещения стенки спирали [8].

Рассмотрим влияние основных факторов на массовые расходы газа через радиальный канал с подвижной стенкой.

На рис. 3 показано влияние перемещения стенки при различных давлениях на входе в канал при условии, что давление на выходе из канала постоянно и равно 100Па. Здесь $G(V) / G(V=0)$ - отношение массового расхода через канал с движущейся стенкой к массовому расходу через канал с неподвижной стенкой. Расчеты проведены для канала, имеющего следующие размеры: радиусы кривизны стенок канала 64 и 60 мм, зазор 0,1 мм, газ – воздух при температуре 300 К.

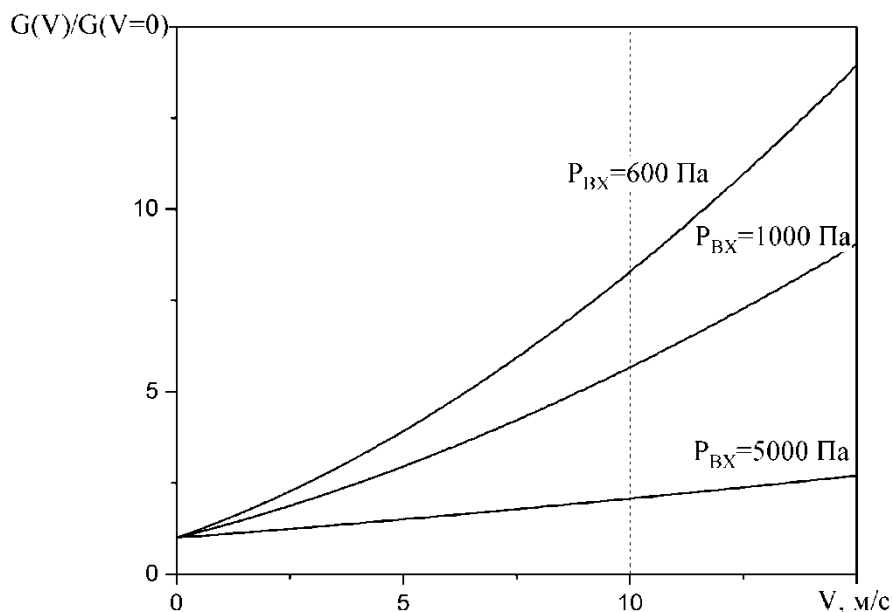


Рис. 3. Влияние подвижности стенок на массовый расход газа через канал при различных входных давлениях.

Откуда следует, что влияние подвижности стенок усиливается при понижении давления, а при давлениях на входе, меньших 1000Па, расход газа через канал за счет подвижности стенки может вырасти в десятки раз. Это связано с тем, что при понижении давления составляющая массового расхода, обусловленная течением газа под действием перепада давления, сокращается по отношению к составляющей, обусловленной движением стенок.

Влияние величины зазора на безразмерный расход газа можно видеть на рис.4. В данном случае давления на входе в канал и выходе составляли 5000 и 4900Па соответственно. С уменьшением зазора подвижность стенки сказывается на увеличении расхода сильнее, поскольку увеличивается приведенная длина канала и, как следствие, растет продолжительность взаимодействия газа с подвижной стенкой. Аналогичное влияние оказывает увеличение радиусов кривизны стенок канала.

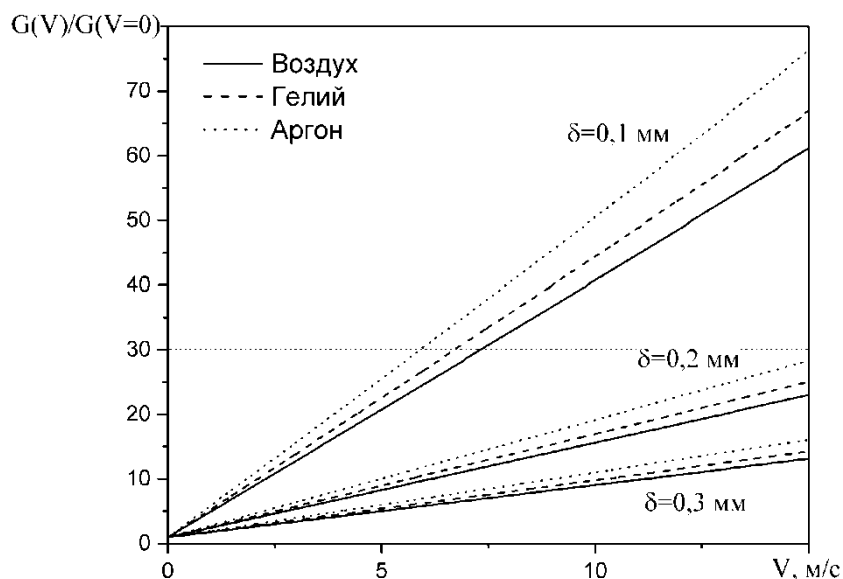


Рис. 4. Влияние подвижности стенок на массовый расход газа через канал при различных зазорах.

Кривые на рис. 4 также построены для различных газов, откуда следует, что для газов с большей динамической вязкостью тяжелых газов влияние подвижности стенки на массовый расход сказывается сильнее.

Проведенное исследование наглядно показывает, что в математической модели спиральной машины, работающей в условиях вакуума, обязательно следует учитывать влияние подвижности стенки спирального элемента на перетекания через радиальный канал. Проводимость торцевой щели может быть найдена по формулам для длинной плоской прямоугольной щели.

Литература

1. Ибрагимов Е.Р. Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия / Е. Р. Ибрагимов - Дисс. канд. тех. наук, Казань, – 2009.
2. Паранин Ю.А. Совершенствование метода расчета рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия / Ю. А. Паранин - Дисс. канд. тех. наук, Казань, – 2011.
3. Вакуумная техника: Справочник / К.Е. Демихов, Ю.В. Панфилов, Н.К. Никулин и др.; под общ. ред. К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2009. 590 с., ил.
4. Саликеев, С. И. Исследование протечек газа через щелевые каналы в вязкостном режиме / С. И. Саликеев, А. В. Бурмистров, М. Д. Бронштейн // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. - № 7. - С. 19-23.
5. Прямые и обратные потоки в бесконтактных вакуумных насосах: монография / А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, М.Д. Бронштейн. – Казань: Изд-во Казан. гос. технол. ун-та, 2009. -232 с.
6. Райков А.А., Бронштейн М.Д., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. Влияние скорости орбитального движения спирали на перетекания в спиральном вакуумном насосе//Вестник МГТУ. 2014. № 4 (97). С. 73-82.
7. Бурмистров А.В, Караблинов Д.Г., Бронштейн М.Д. Моделирование течения газа в межроторном канале ДВН с учетом вращения роторов//Материалы XI научно-технической конференции «Вакуумная наука и техника». М.: МИЭМ. 2004. С. 69-72.
8. Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д., Гимальтынов А.Т., Райков А.А., Саликеев С.И. Численное моделирование потоков газа в щелевых каналах с движущимися стенками при давлениях ниже атмосферного //Вестник Казанского технологического университета. 2016. Т.19. № 5. С. 116-120.
9. Ansys, Inc. license file for Kazan National Research Technology University c/n 657938.