

Различные технологические процессы, осуществляющиеся в условиях вакуума, протекают с большим выделением тепловой энергии. Например, при получении тонкопленочных покрытий методом магнетронного распыления, по разным источникам, более 70 % потребляемой энергии выделяется в виде теплоты и идет на нагрев изделия и стенок вакуумной камеры. Для установки получения упрочняющих покрытий производства ЗАО «Ферри Ватт» Гефест-18, абсолютная величина выделяющейся в виде теплоты энергии на фоне потребляемой мощности 300 кВт составляет в пиковых режимах до 200 кВт. По этой причине часто стенки камер вакуумных установок изготавливаются с водяным охлаждением. Применяющиеся в общем машиностроении рубашки водяного охлаждения для вакуумных аппаратов использовать нежелательно по нескольким причинам. Первое – вакуумная гигиена подразумевает возможность свободной подачи гелия по всей длине сварных швов при проверке на герметичность камеры методом гелиевого течеискателя. Наличие рубашки охлаждения сделает проверку на герметичность практически неосуществимой, поскольку будет невозможно определение конкретного места течи. А наличие воды в рубашке охлаждения дополнительно усложнит доступ гелия к сварным швам. Второе – контуры охлаждения, как правило, делаются замкнутого типа с системой рециркуляции и холодильной машиной, по этой причине давление хладоносителя в контурах охлаждения составляет 3-4 бар абсолютного давления. Т.е. при наличии рубашки охлаждения давление на вакуумно-плотные сварные швы возрастают в 2-3 раза и вероятность возникновения течей возрастает. Третье – при использовании рубашки охлаждения сложно осуществить организованное движение хладоносителя, а его отсутствие может привести к падению на некоторых участках рубашки охлаждения скорости движения хладоносителя, что ведет к малоэффективному теплосъему со стенок камеры, неравномерному охлаждению стенок камеры и появлению локальных зон перегрева. Наиболее эффективным решением для охлаждения стенок вакуумных камер является использование каналов охлаждения приваренных со стороны стенки камеры обращенной на атмосферу. При этом сварные швы водяных контуров не пересекаются с вакуумно-плотными сварными швами. Это позволит избежать каких-либо сложностей при проверке на герметичность вакуумного объема. Также при использовании этого подхода можно управлять направлением движения хладоносителя расположением каналов охлаждения в тех местах, где имеется наибольшая тепловая нагрузка, например в зоне расположения нагревателей или различных электродов, и его скоростью, изменяя площадь и форму поперечного сечения каналов охлаждения. При выборе конфигурации каналов охлаждения для улучшения условий передачи теплоты из вакуумного объема в окружающую среду руководствуются требованием максимальной площади контакта каналов охлаждения со стенками камеры. На практике эта величина составляет до 0,2 от общей площади стенок

камеры. При этом площадь поперечного сечения канала должна обеспечивать скорость течения хладоносителя 1-2 м/с для лучших условий теплопередачи от стенок камеры к хладоносителю. Чаще всего поперечное сечение каналов охлаждения представляет из себя прямоугольную форму или форму треугольника, при этом для предотвращения загромождения каналов различными загрязнениями высота их не должна быть менее 3-4 мм. Суммарная длина каналов охлаждения в некоторых вакуумных установках составляет более 100 м, поэтому актуальной является задача определения гидравлических потерь в этих каналах с целью их эффективного разделения на отдельные параллельно подключенные контуры охлаждения. Также для снижения потерь давления на входе и выходе из каналов охлаждения используют более сложные конфигурации каналов с переменным по длине канала поперечным сечением. Существующие справочные данные по коэффициентам гидравлического и местного сопротивления не всегда достаточны для корректного определения потерь давления в каналах охлаждения. Задача моделирования течения несжимаемой среды через каналы произвольной формы достаточно хорошо решается численными методами, в частности методом контрольных объемов [1, 2]. Благодаря высокому уровню развития вычислительной техники и численных методов появилась возможность решения подобных задач с достаточной точностью на ЭВМ [3]. Расчет гидравлических потерь давления при ламинарном течении вязкой несжимаемой жидкости через каналы охлаждения выполнен численным решением системы дифференциальных уравнений (1-4) [4, 5]. При турбулентном режиме течения используется модель Спаларта-Алмараса [6]. Течение жидкости принимается стационарным. , (1) , (2) , (3) (4) где – векторное поле скорости; – давление; – плотность; – температура; – динамическая вязкость; – коэффициент теплопроводности. Граничные условия были определены в следующем виде: на стенках канала заданы условия прилипания: . Теплообмен со стенками тракта и окружающей средой отсутствует. На входе в канал задавался массовый расход газа . Давление на выходе из канала . Для определения конвективных слагаемых применялась схема против потока первого порядка точности. Для численного решения системы уравнений (4-11) использовался итерационный метод SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) – полунеявный метод для связывающих давление уравнений. При расчете использовалась неравномерная сетка со сгущением у стенок канала, т.е. в области максимальных градиентов давлений и скоростей. В качестве элементов разбиения были выбраны ячейки (элементы) Tet/Hybrid типа Hex Core. Решение осуществлено с применением пакета Fluent. Результатом решения являются значения параметров газа в любой точке рассматриваемого объема, соответственно мы фиксируем искомое давление на входе в канал . Для проверки результатов расчета проведено сравнение с данными Никурадзе [7] и известными зависимостями коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса

для ламинарного и турбулентного режимов течения [8] на примере численного расчета трубопроводов круглого и треугольного поперечного сечения с относительной длиной 70, 200, 400, где  $L$  - длина и гидравлический диаметр трубопровода. Длина трубопровода выбиралась из условия пренебрежимо малого коэффициента местного сопротивления на входе в канал по сравнению с коэффициентом гидравлического сопротивления. (5) В диапазоне чисел  $Re > 2000$  использовалась модель ламинарного течения, при  $Re > 4000$  - модель Спаларта-Алмараса [6]. Критерий Рейнольдса определялся по следующей зависимости, где  $\nu$  - динамическая вязкость. Коэффициент сопротивления определяется из уравнения (6) где  $\rho$  - плотность среды,  $v$  - скорость течения среды,  $S$  - площадь поперечного сечения канала. Рис. 1 - Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса. Как видно из рисунка наблюдается хорошее совпадение расчетных и литературных данных, в пределах 5 %. Полученные результаты позволяют рекомендовать использование численных решений задачи определения потерь давления в каналах охлаждения вакуумных установок и другого аналогичного оборудования.