



**НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР  
«КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ»**

**Институт физики высоких энергий имени А.А. Логунова  
Национального исследовательского центра  
«Курчатовский институт»**

Препринт 2018–3

В.И. Киреев<sup>1</sup>, А.В. Плескач

**Проточная система термостатирования  
микрострипового вершинного детектора**

Направлено в *ПТЭ*

---

<sup>1</sup> ОИЯИ, Дубна

Протвино 2018

### Аннотация

Киреев В.И., Плескач А.В. Проточная система термостатирования микрострипового вершинного детектора: Препринт НИЦ «Курчатовский институт» – ИФВЭ 2018-3. – Протвино, 2018. – 20 с., 7 рис., библиогр.: 7.

Приведено описание созданной проточной системы термостатирования, и на макете микрострипового кремниевого детектора в герметичном кожухе проведено исследование ее рабочих характеристик с использованием в качестве хладагента испаренного азота. Были получены зависимости градиента температуры по оси детектора от суммарной тепловой нагрузки, суммарной тепловой нагрузки и ее составляющих от расхода хладагента, его температуры на входе в теплообменник смешения и от температуры детектора. Температура, поддерживаемая внутри кожуха детектора, варьировалась от  $-3^{\circ}\text{C}$  до  $+15^{\circ}\text{C}$ . Максимальная суммарная тепловая нагрузка составила  $95\text{ Вт}$ . Минимальная температура хладагента на входе в теплообменник смешения составила  $-68^{\circ}\text{C}$ . Градиент температуры, соответствующий рабочей тепловой нагрузке, составил  $1.5^{\circ}\text{C}$ . Точность поддержания температуры составила  $\pm 0.035^{\circ}\text{C}$  на входе в детектор и  $\pm 0.08^{\circ}\text{C}$  на выходе из детектора.

### Abstract

Kireev V., Pleskach A. Flowing system of thermostating for the microstrip vertex detector: NRC «Kurchatov Institute» – IHEP Preprint 2018-3. – Protvino, 2018. – p. 20, figs. 7, refs.: 7.

The description of the created flowing system of thermostating is presented and on the silicon microstrip detector mockup in hermetic casing is carried out the research of its working characteristics by using as a coolant of the evaporated nitrogen. Dependences of a temperature gradient on detector axis from total thermal load, total thermal load and its components from an expense of a coolant, from its temperature on an entrance into the heat exchanger of mixing and from a temperature of the detector were received. The temperature, which is supported in a casing of the detector, changed from  $-3^{\circ}\text{C}$  to  $+15^{\circ}\text{C}$ . The maximum total thermal load made  $95\text{ W}$ . The minimum temperature of a coolant on an entrance into the heat exchanger of mixing made  $-68^{\circ}\text{C}$ . The temperature gradient, which corresponds to working thermal load, made  $1.5^{\circ}\text{C}$ . Precision of maintenance of temperature made  $\pm 0.035^{\circ}\text{C}$  on an entrance of the detector and  $\pm 0.08^{\circ}\text{C}$  on an exit of the detector.

## Введение

Для уменьшения темновых токов в микростриповых кремниевых детекторах (МКД) требуется создание внутри кожуха детектора сухой среды с постоянной температурой и поддержание этой температуры по возможности более низкой, что требует создания системы термостатирования [1]. Широко распространены системы термостатирования на основе теплообменника с непосредственной теплопередачей, в котором охлаждающая и охлаждаемые среды разделены твердой стенкой. Конструктивно он обычно выполняется в виде змеевика, изготовленного из трубки достаточно протяженной для обеспечения необходимой поверхности теплообмена, которая предопределяет его значительные габариты.

При использовании такого теплообменника для прецизионного вершинного детектора (ПВД) на основе МКД возникают значительные трудности, связанные со сложностью его размещения, так как пространство между кожухом и собственно детектором заполнено большим количеством ( $N \geq 5000$ ) сигнальных проволочек. Кроме того, сборка детектора и, соответственно, окружающего его кожуха осуществляется послойно [1] вдоль горизонтальной оси, что практически исключает возможность

размещения такого теплообменника как внутри, так и снаружи. Для этой цели перспективно использование теплообменника с непосредственным контактом теплоносителей, в котором поток охлаждающей среды смешивается с охлаждаемой средой. Конструктивно он выполняется в виде перфорированного кольца с подводом к нему охлаждающей среды [2]. Такой способ отвода тепла посредством смешения – непосредственного контакта хладагента и среды – реализуется путем организации постоянного потока, например, испаренного азота пониженной температуры, через кожух детектора. Для испытания такой системы был создан макет детектора ПВД в герметичном кожухе.

Описанию конструктивных особенностей проточной системы термостатирования и полученных результатов ее испытания посвящена эта работа.

### **Система питания хладагентом**

Система подачи хладагента (газообразного азота) состоит из азотного танка емкостью  $1 \text{ м}^3$ , линии питания, контрольно-регулирующей и запорной арматуры (см. рис. 1). Давление в танке поддерживается автоматически с помощью регулятора прямого действия и контролируется соответствующим манометром. Линия питания хладагентом состоит из двух участков: линии испарения жидкого азота ( $L_{исп}$ ) при некотором нагреве его паровой фазы и линии подогрева газообразного азота ( $L_o$ ). Испарение и подогрев осуществляются естественным способом за счет теплопритока через изоляцию линии питания.

Конденсационный термометр перед сервомотором (VR) контролирует температуру после испарительного участка линии. Он заполняется аргоном и может измерять температуру от  $80$  до  $145\text{K}$ . Линия транспортировки хладагента на участке подогрева выполнена из пластиковой трубки  $\varnothing 12 \times 2 \text{ мм}$  и изолирована с помощью слоев фильтра Петрянова, намотанных до наружного диаметра, равного  $40 \text{ мм}$ . По наружной поверхности изоляция отделена от окружающей среды слоем изоляционной ленты. Такое исполнение обеспечивает гибкость трубопровода.

На входе в кожух макета детектора установлен конденсационный термометр, заполняемый углекислым газом. Диапазон его измерения от  $-78$  до  $+20^\circ\text{C}$ . Он

контролирует температуру хладагента на входе в теплообменник смешения, который подробно описан в работе [3].

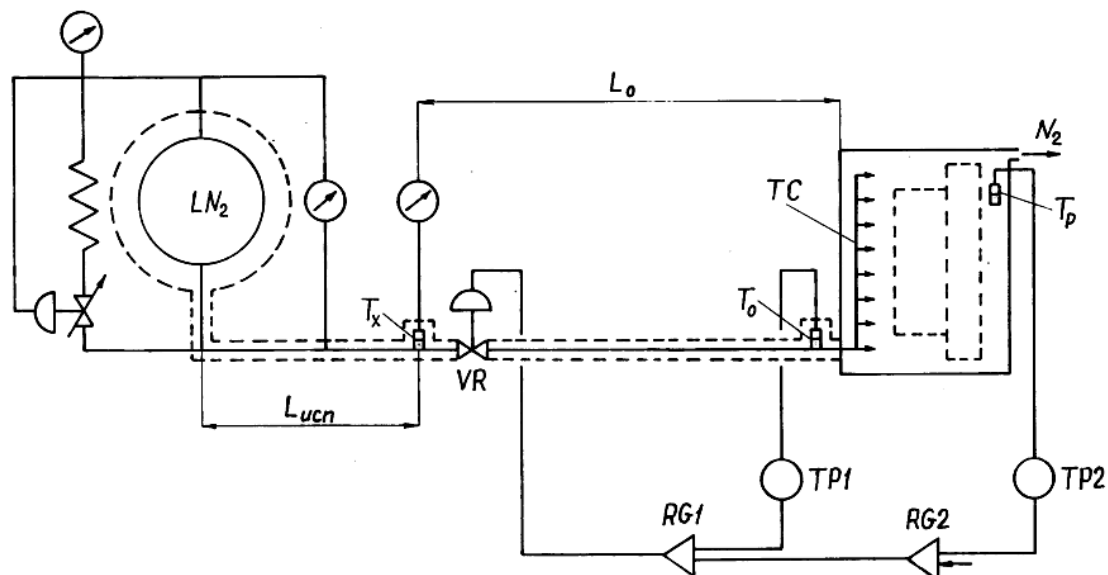


Рис. 1. Схема термостатирования ПВД:  $LN_2$  – танк с жидким азотом;  $T_x$  – температура азота на выходе из участка испарения;  $VR$  – сервомотор;  $RG1$  – пневморегулятор внутреннего контура;  $T_0$  – температура азота на входе в теплообменник смешения;  $T_p$  – температура внутри кожуха детектора;  $RG2$  – пневморегулятор внешнего контура регулирования;  $TP1$  и  $TP2$  – трансмиттеры;  $TC$  – теплообменник смешения.

### Макет детектора в герметичном кожухе

Назначение макета детектора при исследовании проточной системы термостатирования состоит в создании адекватного гидравлического сопротивления движению хладагента через кожух на пути к выхлопу. При этом весь расход хладагента должен дойти до выхлопа без потерь, что достигается герметичным исполнением кожуха. Поэтому необходимым условием исполнения является обеспечение его гидродинамического подобия по отношению к оригиналу при примерном сохранении геометрического.

Макет (см. рис. 2) состоит из 5-ти дисков  $\varnothing 230$  мм и 5-ти дисков  $\varnothing 310$  мм при одинаковых толщинах 3 мм. Диски изготовлены из винипласта. Диски  $\varnothing 230$  мм образуют блок длиной 60 мм и диски  $\varnothing 310$  мм – блок длиной 30 мм с помощью соответствующих проставок и общих стягивающих шпилек. Макет детектора в сборе

соосно вставлен в корпус кожуха, имеющего форму восьмигранника, вписанного по внешнему контуру в окружность  $\varnothing 380$  мм. Корпус кожуха выполнен из листа АМг-5 толщиной 5 мм. С торцов корпус герметично закрывается крышками, изготовленными из того же листа. Макет детектора устанавливается внутри кожуха на расстоянии 50 мм от передней крышки и 40 мм от задней крышки.

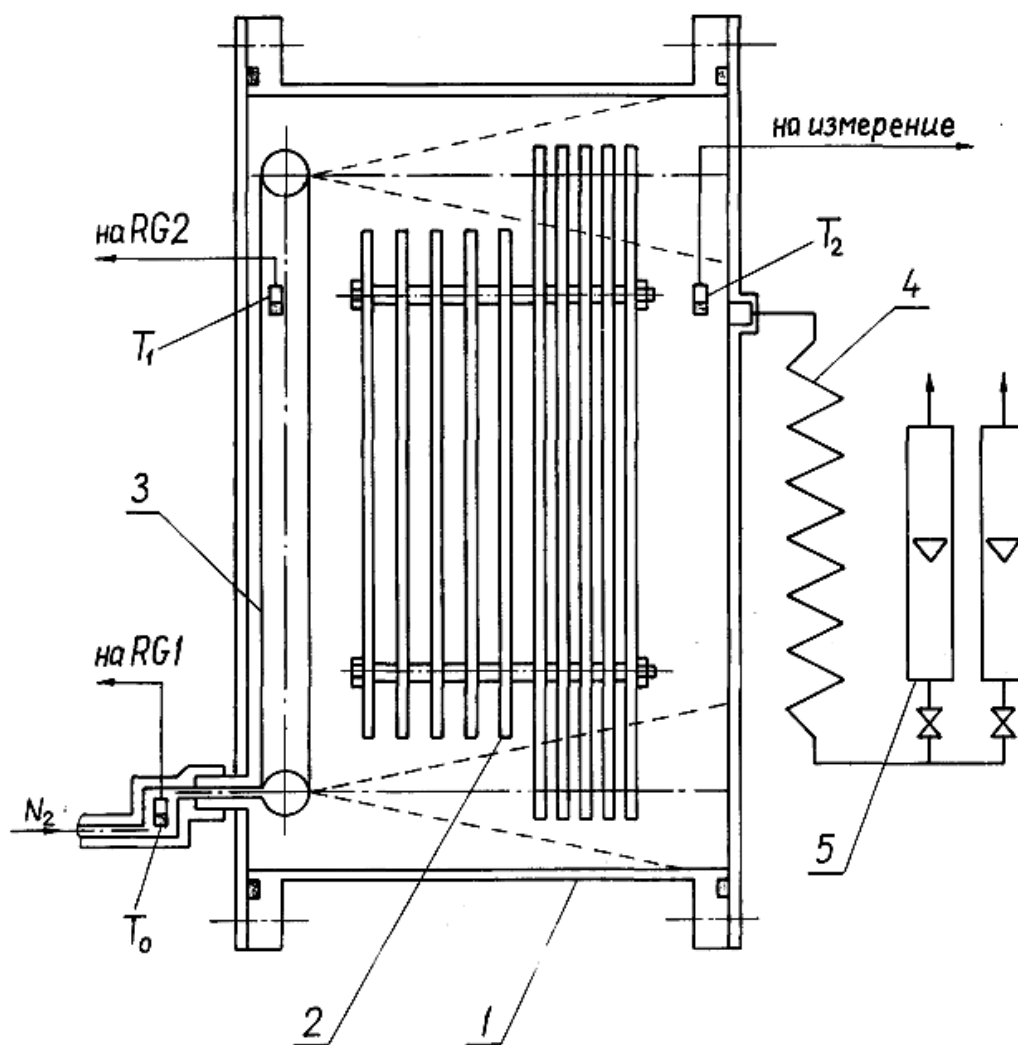


Рис. 2. Макет детектора ПВД в герметичном кожухе: 1 – кожух герметичный; 2 – макет микрострипового детектора ПВД; 3 – теплообменник смешения; 4 – теплообменник подогрева отработанного хладагента; 5 – блок для измерения расхода хладагента;  $T_0$  – температура хладагента на входе в теплообменник смешения;  $T_1$  – температура на входе детектора;  $T_2$  – температура на выходе детектора;  $RG1$  – регулятор внутреннего контура;  $RG2$  – регулятор внешнего контура регулирования.

На передней крышке установлен теплообменник смешения, выполненный в виде перфорированного полого кольца, размещенного эквидистантно внутренней поверхности кожуха детектора и обращенного перфорацией в сторону последнего. Средний диаметр полого кольца составляет  $300\text{ мм}$ , а диаметр полости равен  $8\text{ мм}$ . Перфорация кольца выполнена в виде отверстий  $\varnothing 0.5\text{ мм}$  с шагом  $12\text{ мм}$  (общим количеством 80). Кольцо закреплено через изолирующие проставки на крышке кожуха. Подвод хладагента осуществляется в нижней части кольцевого распределителя [3]. Из отверстий теплообменника происходит истечение хладагента в кожух детектора. Хладагент, смешиваясь с идентичным газом в кожухе, обеспечивает отвод тепла от детектора и снятие теплопритока из окружающей среды.

За счет отсутствия в теплообменнике смешения теплообменной поверхности, которую функционально заменяет процесс прямого массообмена, конструктивное исполнение теплообменника сводится к созданию кольцевого распределителя потока хладагента, который существенно меньше альтернативного теплообменника с непосредственной теплопередачей и может быть легко установлен в свободной зоне внутри кожуха, например, на его крышке, не создавая проблем в размещении и работе функциональных элементов детектора.

Расход хладагента на выхлопе из кожуха макета детектора измерялся по двум работающим в параллель поплавковым ротаметрам японского производства SPO-4 с диапазоном измерения  $0\div 50000\text{ Ncc/min}$ . Для стабилизации температуры на входе в ротаметры хладагент после выхода из кожуха проходит через теплообменник.

Измерение температуры внутри кожуха осуществляется по двум конденсационным термометрам, один ( $T_1$ ) из которых находится около передней крышки кожуха, а другой ( $T_2$ ) – около задней крышки (см. рис. 1).

Чтобы имитировать величину статического теплопритока к макету детектора в условиях отсутствия разъемов, обладающих хорошей проводимостью [4], рабочая температура внутри кожуха поддерживалась существенно ниже температуры детектора в рабочих условиях таким образом, что разница между температурой окружающей среды и внутри кожуха была больше в  $2.5\div 3$  раза. Таким образом, благодаря этому удалось обеспечить статический теплоприток через стенки кожуха макета детектора

равным статическому теплопритоку через стенки и разъемы кожуха ПВД [4]. Тепловая нагрузка, вызванная работой детектора, имитировалась симметричным обогревом кожуха снизу двумя электролампами накаливания одинаковой мощности.

Поддержание стабильной температуры внутри кожуха макета детектора осуществлялось с помощью двухконтурной системы регулирования [5]. Внутренний контур (см. рис. 1) осуществляет стабилизацию температуры хладагента на входе в теплообменник смешения на уровне, задаваемом регулятором внешнего контура, заданием для которого, в свою очередь, является значение рабочей температуры, поддерживаемой внутри кожуха детектора. Объект регулирования внутреннего контура (линия питания) является существенно менее инерционным, чем объект регулирования внешнего контура (макет детектора в кожухе), что обеспечивает, в конечном счете, лучшую точность поддержания температуры внутри кожуха детектора. В установившемся режиме функция внешнего контура фактически сводится к коррекции задания регулятору внутреннего контура в зависимости от изменения рабочей температуры внутри кожуха, вызываемой либо изменением внутренней тепловой нагрузки, либо внешней (изменение температуры окружающей среды).

### **Теплообменник смешения**

Теплообменник смешения является определяющим элементом проточной системы термостатирования.

Выбор диаметра отверстия  $d_0$  перфорации теплообменника определяется условием обеспечения более интенсивного смешения на минимально возможном расстоянии ( $X_m$ ) в направлении истечения одиночной струи [6], ограничиваясь при этом габаритами свободного пространства внутри кожуха. Задаваясь допустимой недостаточной температурой  $[z\bar{T}_m]$  в сечении струи, а также несколькими значениями расстояний  $X_m$  в свободной зоне, на которых эта температура достигается, находим  $d_0$  в зависимости от температуры ( $T_0$ ) хладагента на входе в теплообменник смешения [2]:



$$d_0 = 0.56 X_m \frac{[\Delta \bar{T}_m]}{\Delta T_0} \left( 1 + \frac{\Delta T_0}{T_0} \right)^{-0.5}$$

где  $X_m$  – длина зоны интенсивного смешения;

$[\Delta \bar{T}_m]$  – допустимая средняя недостаточная температура,

$T_p$  – температура внутри кожуха в окружении струи,

$\bar{T}_m$  – средняя температура в сечении струи,

$\Delta T_0 = (T_p - T_0)$  – температурный напор на теплообменнике,

$T_0$  – температура хладагента на входе в теплообменник смешения.

Расход хладагента, необходимый для отвода тепловой нагрузки, определяется по следующей формуле:

$$G = \frac{Q}{C_p (T_p - T_0)}$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка,

$C_p$  – теплоемкость хладагента,

$T_p$  – рабочая температура внутри кожуха (температура детектора),

$T_0$  – температура хладагента на входе в теплообменник смешения.

На рис. 3 по результатам расчета приведены  $d_0=f(T_0)$  и  $G=f(T_0)$ . Из приведенных графиков видно, что:

- для выбранного диаметра отверстия перфорации равным 0.5 мм в рабочих условиях при температуре хладагента на входе в теплообменник  $T_0 = -33 \div -43^\circ\text{C}$  длина пути смешения при  $[\Delta T_m] = 2^\circ\text{C}$  составляет 21÷26 мм;
- снижение температуры ( $T_0$ ) хладагента на входе в теплообменник смешения при снятии идентичной тепловой нагрузки  $Q$  приводит к значительному уменьшению его расхода. Реализация этого эффекта по максимуму может быть осуществлена только при значительной модернизации теплообменника и линии питания [3];
- для сохранения неизменной рабочей длины зоны смешения (21÷26 мм) при снижении температуры хладагента на входе в теплообменник (при  $Q=idem$ ) необходимо уменьшать диаметр отверстия перфорации. Так, при снижении

$T_0$  до  $100\text{K}$  ( $-173^\circ\text{C}$ ) размер отверстий должен быть уменьшен до  $0.1\text{ мм}$  при соответствующем увеличении их числа, обеспечивающим приемлемое сопротивление теплообменника.

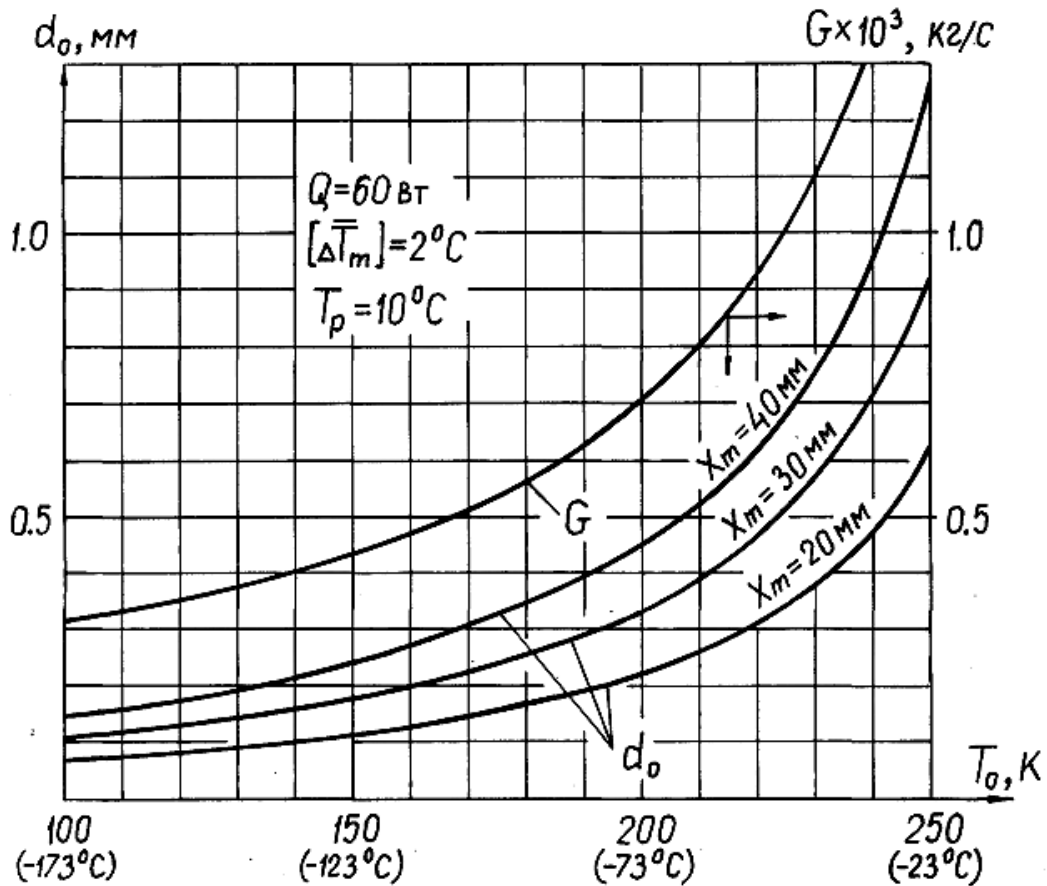


Рис. 3. Диаметр ( $d_0$ ) отверстия перфорации теплообменника смешения и расход ( $G$ ) хладагента для отвода  $Q=60\text{ Вт}$  в зависимости от его температуры ( $T_0$ ) на входе в теплообменник смешения.

Во избежание возникновения значительного градиента температуры по вертикали скорость истечения из отверстий теплообменника смешения должна быть примерно одинаковой, что характеризуется коэффициентом относительного изменения расхода ( $\beta$ ) по длине его кольцевой полости. Последний определяется из следующего выражения [3], полученного из условия, что потери на трение при движении хладагента по кольцевой полости значительно меньше, чем разница давлений внутри нее и вне:

$$\beta = \frac{1}{6} \frac{\lambda}{\xi} \left(\frac{n}{2}\right) \left(\frac{d_0}{D}\right)^4 \frac{L}{D},$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения при течении хладагента по кольцевой полости,

$\xi$  – коэффициент сопротивления отверстия,

$d_0$  – диаметр отверстия перфорации теплообменника,

$n$  – число отверстий,

$D$  – диаметр полости теплообменника (кольцевого канала),

$L = \pi D_{cp} / 2$  – половина длины кольцевого канала,

$D_{cp}$  – средний диаметр кольцевого канала.

Выбор основных геометрических параметров теплообменника производится по приведенной выше формуле полагая, что  $\beta \leq 1\%$ .

Сопротивление теплообменника смешения определяется перепадом давления ( $\Delta P_0$ ) между его кольцевой полостью и рабочим объемом кожуха (т.е. на отверстиях перфорации кольцевой полости). Этот перепад давления находится по зависимости, полученной из допущения малости сжимаемости азота, что оправдано при малых перепадах давления, которые в нашем случае имеют место:

$$\Delta P_0 = \xi \frac{8}{\pi^2 g \rho} \left( \frac{G}{n d_0^2} \right)^2,$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления отверстия,

$g$  – ускорение свободного падения,

$\rho$  – плотность хладагента при температуре входа в теплообменник.

$G$  – расход хладагента,

$d_0$  – диаметр отверстия перфорации теплообменника,

$n$  – число отверстий.

## Результаты испытания проточной системы термостатирования

По измеренным расходу хладагента и температуре его входа в теплообменник для поддерживаемой рабочей температуры внутри кожуха макета детектора теплоприток определялся следующим образом:

$$Q = C_p G (T_p - T_0), \quad (1)$$

где  $C_p$  – теплоемкость хладагента,

$G$  – расход хладагента, измеренный по ротаметру,

$T_p = (T_1 + T_2)/2$  – рабочая температура внутри кожуха,

$T_1$  – температура около передней крышки,

$T_2$  – температура около задней крышки кожуха,

$T_0$  – температура на входе в теплообменник смешения.

В зависимости от условий работы это может быть как суммарный ( $Q_{\Sigma}$ ), так и статический ( $Q_{ст}$ ) теплоприток.

Статический теплоприток также может быть определен по температуре окружающей среды ( $T_{oc}$ ) и рабочей температуре ( $T_p$ ) внутри кожуха:

$$Q_{ст} = kF(T_{oc} - T_p), \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи через стенки кожуха,

$F$  – поверхность кожуха,

$T_{oc}$  – температура окружающей среды.

При определении коэффициента теплопередачи ( $k$ ) принималось во внимание, что термическое сопротивление стенок кожуха, изготовленных из алюминиевого сплава АМг-5, пренебрежимо мало, а среды (воздух и азот) по теплофизическим свойствам практически одинаковы и, следовательно, коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ . В этих условиях разность температур между средой и стенкой будет равна  $\Delta T_c = (T_{oc} - T_p)/2$  и, следовательно  $k = \alpha/2$ .

Теплообмен среды со стенкой осуществляется в режиме естественной конвекции, в котором коэффициент теплоотдачи от среды к стенке (и наоборот), как показано в работе [4], находится по формуле:

$$\alpha = A \cdot \Delta T_c^n,$$

где  $\Delta T_c$  – разница между температурами стенки и среды,

$A$  и  $n$  – коэффициент и показатель степени, определяемые из критериального уравнения [7] в зависимости от среды и типа конвекции.

После подстановки выражений для  $k$  и  $\alpha$  в формулу (2) получим окончательно следующую зависимость для определения статического теплопритока по температурам окружающей среды и детектора:

$$Q_{ст} = AF \left( \frac{T_{ос} - T_p}{2} \right)^{n+1}. \quad (3)$$

Для конкретных геометрических размеров кожуха, омываемого воздушной и азотной средами, конвективный теплообмен в соответствии с критериальными уравнениями теории подобия, приведенными в работе [7], обнаруживает ламинарный режим течения, для которого найдено  $A=3.2 \text{ Вт}/(\text{см}^2 \cdot \text{К}^{n+1})$  и  $n=1/4$ . При этом величина коэффициента  $A$  определялась по следующей формуле:

$$A = \frac{\sum_1^S A_i F_i}{\sum_1^S F_i}$$

где  $A_i$  – коэффициент, найденный для каждого типа поверхности, образующих кожух: вертикальная, горизонтальная, наклонная, узкая кольцевая;

$F_i$  – величина поверхности одного типа;

$S$  – число поверхностей.

Измерение расхода хладагента ( $G$ ) осуществлялось при температуре, достаточно близкой к температуре  $T_p$  среды, поддерживаемой внутри кожуха, которая принималась за температуру измерения. Погрешность измерения весового расхода при этом допущении не превышает 0.8%. В этом случае расход хладагента с учетом поправок на изменение температуры измерения определится по следующей формуле:

$$G = \rho_H \cdot V_{изм} \cdot \sqrt{T_p / T_H}$$

где  $\rho_H$  – плотность хладагента при условиях калибровки расходомера:  $+20^\circ\text{C}$ ,

760 мм рт.ст.,

$V_{изм}$  – показание ротаметра,

$T_p$  – температура внутри кожуха,

$T_H$  – 293K ( $+20^\circ\text{C}$ ) – температура калибровки расходомера.

На рис. 4 представлена зависимость статического теплопритока от рабочей температуры внутри кожуха:  $Q_{ст}=f(T_p)$ , полученная на основании результатов измерения расхода хладагента для нескольких стабилизируемых рабочих температур внутри кожуха путем обработки их с учетом сопутствующих внешних параметров по вышеприведенным формулам (1) и (3). Измерения проводились в интервале рабочих температур внутри кожуха от  $-3^{\circ}\text{C}$  до  $+15^{\circ}\text{C}$ . Результаты вычисления статического теплопритока 2-мя способами обнаруживают хорошее совпадение и, таким образом, фактически обеспечивается двойной контроль достоверности полученных результатов измерения статического теплопритока.

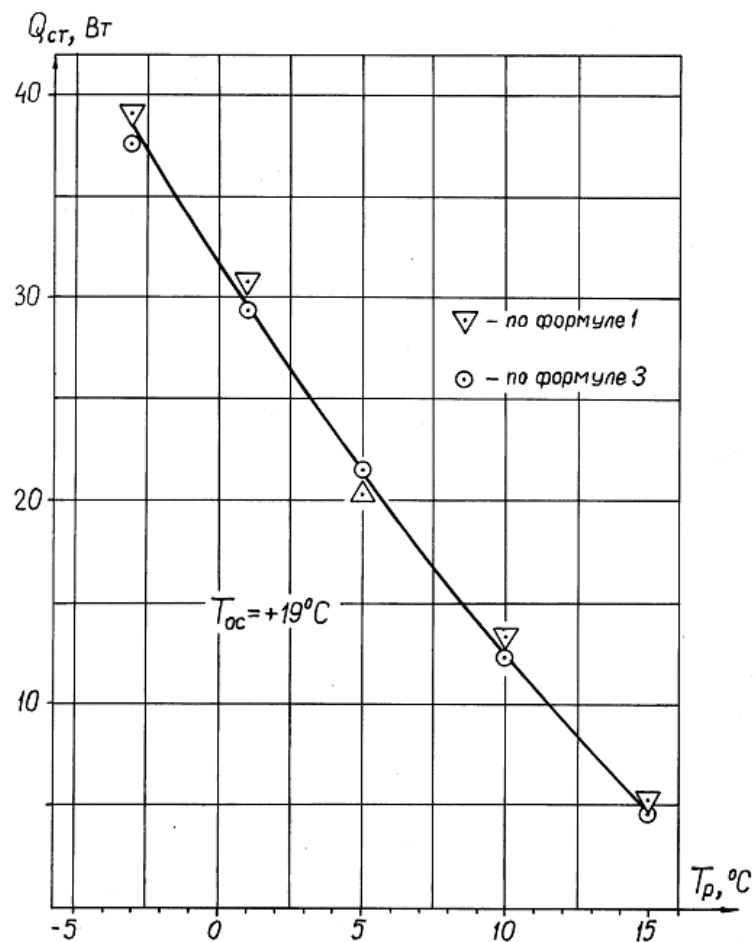


Рис. 4. Статический теплоприток ( $Q_{ст}$ ) в зависимости от рабочей температуры ( $T_p$ ) внутри кожуха макета детектора.

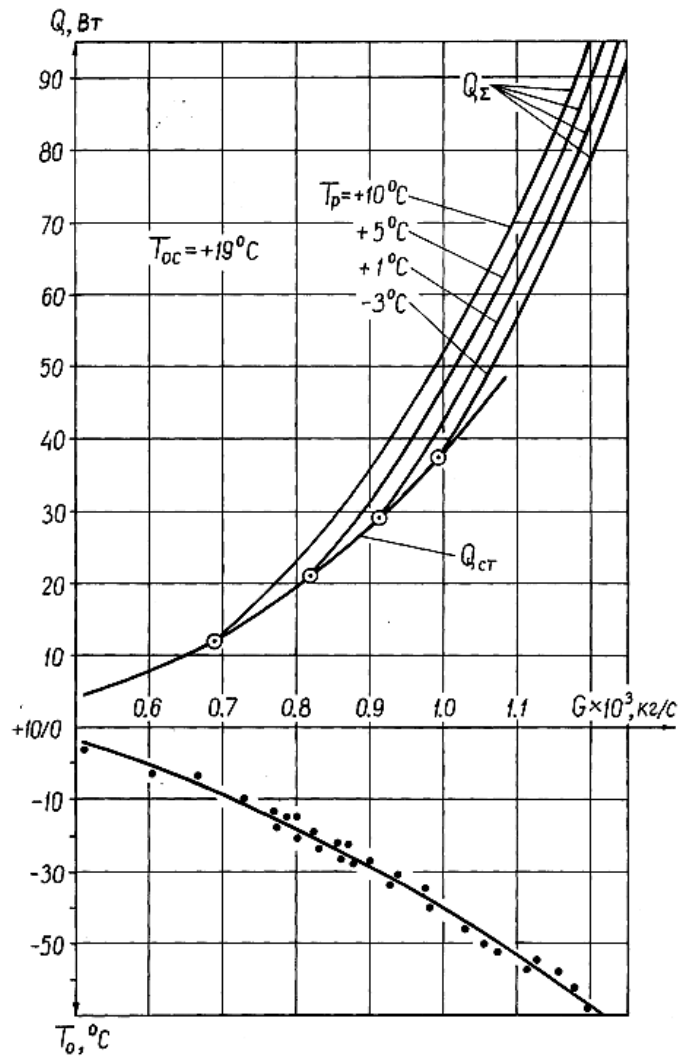


Рис. 5. Тепловая нагрузка ( $Q$ ) и температура ( $T_0$ ) хладагента на входе в теплообменник смешения в зависимости от расхода ( $G$ ) хладагента.

На рис. 5 в нижней части совмещенного графика  $Q=f(G)$  и  $T_0=f(G)$  приведены экспериментальные данные зависимости температуры ( $T_0$ ) на входе в теплообменник смешения от расхода ( $G$ ) хладагента. Экспериментальные данные хорошо описываются формулой (5), полученной с учетом условий теплообмена питающей линии с окружающей средой при снятии заданной тепловой нагрузки:

$$G = \frac{\pi k_l L_0}{C_p} \left[ \ln \left( \frac{T_{oc} - 1.45 T_0 + 227}{T_{oc} - T_0} \right) \right]^{-1}$$

где  $C_p$  – теплоемкость хладагента,  
 $k_l$  – линейный коэффициент теплопередачи ( $k_l=0.058 \text{ Вт/мК}$ ),  
 $L_o$  – длина линии нагрева,  
 $T_{oc}$  – температура окружающей среды,  
 $T_o$  – температура хладагента на входе в теплообменник смешения.

Из приведенного на рис. 5 экспериментального графика  $T_o=f(G)$  видно, что при увеличении расхода ( $G$ ) температура на входе в теплообменник смешения ( $T_o$ ) снижается, что обусловлено увеличением скорости течения хладагента при практически неизменной скорости теплоподвода через изоляцию трубопровода. Суммарная тепловая нагрузка, определенная по соответствующей формуле (1) на основании результатов проведенных измерений, которые приведены в виде кривой  $T_o=f(G)$ , представляет собой семейство кривых, каждая из которых соответствует определенной температуре детектора:  $Q_{\Sigma}=f(G)_{Tp}$ .

Минимальным значением суммарной тепловой нагрузки, снимаемой при постоянной температуре детектора, является величина статического теплопритока. Совокупность значений минимальных тепловых нагрузок для каждой температуры детектора образует зависимость статического теплопритока от расхода хладагента:  $Q_{ст} = f(G)$ . При этом суммарная тепловая нагрузка с обогревом электролампами определялась только по формуле (1), без обогрева (статическая нагрузка) проверялась также по формуле (3).

В общем виде:

$$Q_{\Sigma} = Q_{ст} + Q_{пол},$$

где  $Q_{ст}$  – статический теплоприток, определяемый по формулам (1) и (3),  
 $Q_{\Sigma}$  – суммарный теплоприток, определяемый по формуле (1),  
 $Q_{пол} = Q_{\Sigma} - Q_{ст}$  – полезная рабочая тепловая нагрузка, вызванная симметричным обогревом кожуха двумя электролампами снизу, которая имитирует тепловыделение реального детектора.



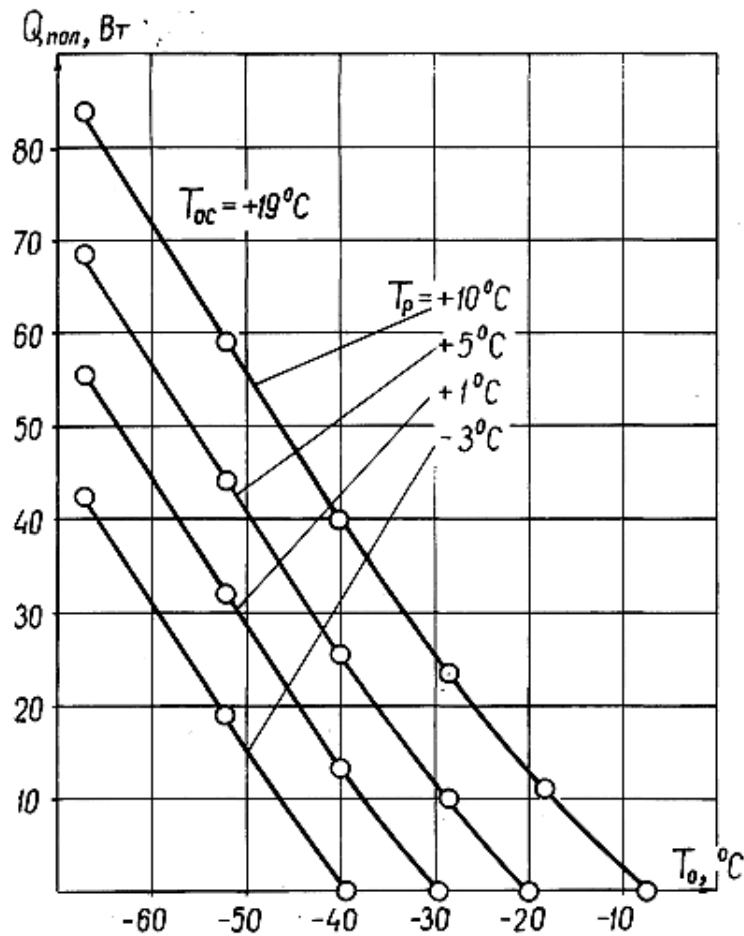


Рис. 6. Полезная тепловая нагрузка ( $Q_{пол}$ ) в зависимости от температуры ( $T_0$ ) хладагента на входе в теплообменник смешения и от рабочей температуры ( $T_p$ ) детектора.

На рис. 6 представлена зависимость  $Q_{пол} = f(T_0)$  при нескольких значениях стабилизируемой рабочей температуры внутри кожуха:  $T_p = +10^\circ\text{C}$ ,  $+5^\circ\text{C}$ ,  $+1^\circ\text{C}$ ,  $-3^\circ\text{C}$ . Для рабочей температуры внутри кожуха  $T_p = +10^\circ\text{C}$  максимальная полезная тепловая нагрузка на макете детектора составляет  $Q_{пол} = 82 \text{ Вт}$ . При этом поддерживаемая стабильной температура хладагента на входе в теплообменник смешения составляет  $T_0 = -68^\circ\text{C}$ , которая измеряется конденсационным термометром, заполненным углекислым газом, и оказывается существенно ниже его тройной точки ( $-56.6^\circ\text{C}$ ). Полученный результат иллюстрирует возможность работы конденсационного термометра при температуре его рабочего тела ниже тройной точки (т.е. при нахождении его в твердом состоянии) с сохранением неизменной точности поддержания температуры, в контуре регулирования которой он работает.

Из приведенных на рис. 6 графиков видно, что полезная тепловая нагрузка реального детектора величиной  $26 \div 42 \text{ Вт}$  [4,5] может сниматься даже при рабочей температуре  $T_p = -3^\circ\text{C}$ , что в условиях отапливаемого помещения является реальной задачей, т.к. относительная влажность ( $\varphi$ ) в таком помещении не превышает 40%.

Температура поверхности кожуха в соответствии с вышесказанным для  $T_p = -3^\circ\text{C}$ :  $T_{нов} = (T_{oc} + T_p)/2 = (22 + (-3))/2 = 9.5^\circ\text{C}$  и оказывается выше точки росы ( $T_{росы}$ ), которая при  $\varphi = 40\%$  и  $T_{oc} = 22^\circ\text{C}$  равна  $= +7^\circ\text{C}$ .

Если учитывать, что на реальном детекторе статический теплоприток варьируется от 20 до 30 Вт, то графики, приведенные на рис. 6, демонстрируют принципиальную возможность работы детектора при  $-3^\circ\text{C} < T_p < +10^\circ\text{C}$  в отапливаемом помещении.

На рис. 7 приведены экспериментальные данные измерения градиента температуры ( $\Delta T_L$ ) по оси детектора в зависимости от тепловой нагрузки ( $Q$ ). Эти данные удовлетворительно описываются формулой, полученной путем аппроксимации движения и теплообмена, вызванных перемешиванием хладагента с заходом в зазоры между дисками детектора, как если бы это перемешивание осуществлялось в свободном пространстве кожуха по принципу термосифона [4], необходимый перенос тепла по оси которого осуществляется за счет перепада температур в последнем, который и принимается искомым:

$$\Delta T_L = 4.4 \sqrt[3]{\frac{(\lambda \frac{L}{D} + 0.1) q^2 L^2}{g \beta \rho^2 C_p^2 D^3}}$$

где  $q = \frac{Q}{\pi D (L + \frac{D}{2})}$  – плотность теплового потока,

$\beta = 1/\Gamma$  – коэффициент температурного расширения газообразного хладагента,

$\lambda$  – коэффициент трения при движении хладагента в термосифоне,

$L$  – длина кожуха,

$D$  – диаметр кожуха,

$C_p$  – теплоемкость хладагента,

$g$  – ускорение свободного падения,

$\rho$  – плотность хладагента.

Как видно из рис. 7 расчетная кривая, полученная на основании приведенной формулы, удовлетворительно описывает характер зависимости основного массива экспериментальных данных  $\Delta T_L = f(Q)$  и эта формула может использоваться для оценки градиента температуры вновь проектируемой системы термостатирования на основе смещения хладагентов.

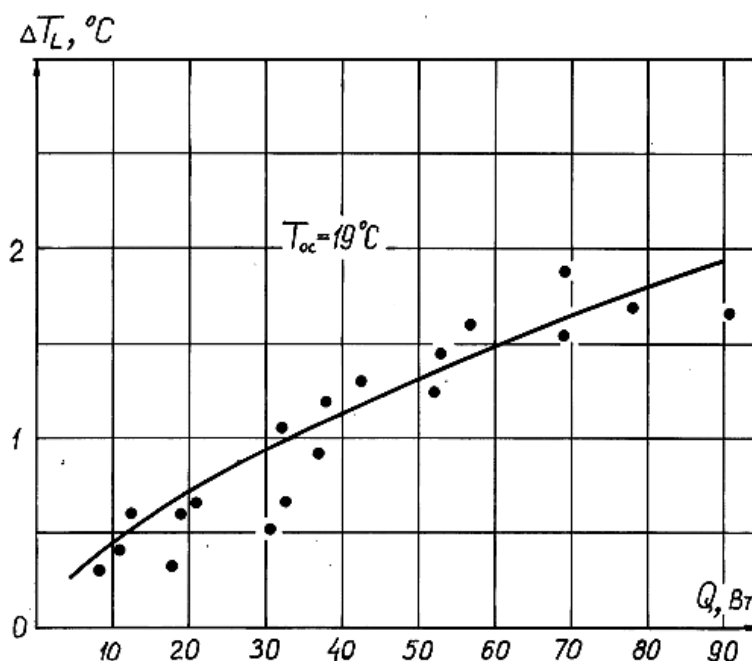


Рис. 7. Градиент температуры ( $\Delta T_L$ ) на длине макета детектора в герметичном кожухе в зависимости от тепловой нагрузки ( $Q$ ).

Как упоминалось выше, по конденсационным термометрам измерялись температуры  $T_1$  на входе (около передней крышки кожуха) и  $T_2$  на выходе (около задней крышки кожуха). Измерения проводились при поддержании рабочей температуры внутри кожуха на следующих уровнях:  $+15^{\circ}\text{C}$ ,  $+10^{\circ}\text{C}$ ,  $+5^{\circ}\text{C}$ ,  $+1^{\circ}\text{C}$ ,  $-3^{\circ}\text{C}$  при средней температуре окружающей среды равной  $T_{oc}=19^{\circ}\text{C}$ . Тепловая нагрузка, вызванная работой детектора, имитировалась симметричным обогревом нижней части кожуха снаружи с помощью двух электроламп накаливания одинаковой мощности при следующих ее значениях:  $2 \times 25 \text{ Вт}$ ,  $2 \times 60 \text{ Вт}$ ,  $2 \times 100 \text{ Вт}$  и  $2 \times 150 \text{ Вт}$ .

Градиент температуры на длине макета детектора находился по измеренным температурам  $T_1$  и  $T_2$ :  $\Delta T_L = T_2 - T_1$ . Из рис. 7 видно, что типичная для реального детектора тепловая нагрузка  $Q=60 \text{ Вт}$  снимается при градиенте по оси макета детектора равным всего  $1.5^\circ\text{C}$ .

Герметичность кожуха обеспечивает экономичное расходование хладагента, что проявляется в достижении малого градиента температуры по оси детектора по сравнению с негерметичным кожухом реального детектора.

Градиент температуры, который обусловлен теплообменом движущегося потока, носит стабильный характер, что предопределяет также стабильность температуры в каждом из вертикальных сечений детектора, но вызывает ухудшение точности поддержания температуры в последних по длине детектора в связи с задержкой реакции чувствительного элемента (конденсационного термометра) системы регулирования на изменение температуры в удаленных зонах детектора.

Точность поддержания температуры в оконечной части макета детектора в герметичном кожухе определяется путем линейной аппроксимации точности, измеренной в оконечной части реального детектора ПВД [5], которая принимается пропорциональной измеренным градиентам температуры:

$$\sigma_L = \sigma_0 + (\sigma_\Sigma - \sigma_0) \cdot \Delta T_{\text{макет}} / \Delta T_{\text{ПВД}},$$

где  $\sigma_L$  – точность поддержания температуры в оконечной части макета детектора,

$\sigma_0$  – точность поддержания температуры в зоне размещения чувствительного элемента системы термостатирования, т.е. в головной части детектора,

$\sigma_\Sigma$  – точность поддержания температуры, измеренная в оконечной части реального детектора ПВД,

$\Delta T_{\text{ПВД}}$  – градиент температуры, измеренный по оси реального детектора,

$\Delta T_{\text{макет}}$  – градиент температуры, измеренный по оси макета детектора в герметичном кожухе.

По данным измерений, проведенных при средней тепловой нагрузке  $Q=60 \text{ Вт}$  и представленных в работе [5]:  $\sigma_0 = 0.035^\circ\text{C}$ ;  $\sigma_\Sigma = 0.25^\circ\text{C}$  и  $\Delta T_{\text{ПВД}} = 7.5^\circ\text{C}$ , а также по данным, полученным в настоящей работе при  $Q=60 \text{ Вт}$ :  $\Delta T_{\text{макет}} = 1.5^\circ\text{C}$ , получим, что точность поддержания температуры оконечной части макета детектора в герметичном кожухе:

$$\sigma_L = 0.035 + (0.25 - 0.035) \cdot 1.5/7.5 = 0.08^\circ\text{C}.$$

## Выводы

1. Теплообменник смешения проточной системы термостатирования за счет отсутствия теплообменной поверхности является очень компактным и поэтому может быть установлен внутри кожуха ПВД, не создавая проблем в размещении и работе функциональных элементов детектора.
2. Исполнение кожуха герметичным при исключении дополнительных сопротивлений по пути движения хладагента позволяет существенно уменьшить градиент температуры по оси детектора.
3. Проточная система термостатирования в рассматриваемой конфигурации обладает достаточной мощностью и может в зависимости от рабочей температуры детектора снимать тепло, выделяемое им, величиной до  $82 \text{ Вт}$ .
4. Проточная система термостатирования способна в широком диапазоне рабочих температур (от  $-3^\circ\text{C}$  до  $+10^\circ\text{C}$ ) обеспечивать его стабильную работу при точности поддержания температуры от  $\pm 0.035^\circ\text{C}$  в головной части детектора до  $\pm 0.08^\circ\text{C}$  в оконечной части детектора при его работе в герметичном кожухе.
5. Возможность использования в качестве хладагента испаряющейся криогенной жидкости, например азота, позволяет обеспечить идеально сухую среду внутри кожуха детектора.

В заключение авторы считают своим приятным долгом выразить благодарность д.ф.-м. наук А.П. Воробьеву за постановку задачи и постоянный интерес к работе.

## Список литературы

- [1] Боголюбский М.Ю., Курчанинов Л.Л., Левицкий М.С. и др. Механическая конструкция прецизионного вершинного детектора для исследований на ускорителе У-70. – Препринт ИФВЭ 2000-23, Протвино, 2000.
- [2] Гришкевич Я.В., Киреев В.И., Плескач А.В. Система термостатирования прецизионного вершинного детектора установки СВД. – Препринт ИФВЭ 2005-1, Протвино, 2005.
- [3] Киреев В.И., Плескач А.В. Методика расчета теплообменника смешения для системы термостатирования микрострипового вершинного детектора установки СВД-2. – Препринт ИФВЭ 2007-25, Протвино, 2007.
- [4] Борзунов Ю.Т., Голованов Л.Б., Киреев В.И., и др. Исследование термодинамических характеристик жидководородной мишени  $\varnothing 27/L70$  во время ее работы в составе установки СВД-2. – Препринт ИФВЭ 2009-4, Протвино, 2009
- [5] Киреев В.И., Плескач А.В. Двухконтурная система регулирования термостатированием прецизионного вершинного детектора установки СВД-2. – Препринт ИФВЭ 2011-9, Протвино, 2011.
- [6] Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашенинников С.Ю. и др. Теория турбулентных струй. – М.:Наука, 1984.
- [7] Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975.

*Рукопись поступила 12 апреля 2018 г.*

В.И. Киреев, А.В. Плескач

Проточная система термостатирования микроstriпового вершинного детектора.

Препринт отпечатан с оригинала-макета, подготовленного авторами.

---

Подписано к печати 16.04.2018.                      Формат 60 × 84/16.      Цифровая печать.

Печ.л. 1,5.      Уч.– изд.л. 2,1.                      Тираж 80.      Заказ 5.                      Индекс 3649.

---

НИЦ «Курчатовский институт» – ИФВЭ

142281, Московская область, г. Протвино, пл. Науки, 1

[www.ihep.ru](http://www.ihep.ru); библиотека <http://web.ihep.su/library/pubs/all-w.htm>

Индекс 3649

---

ПРЕПРИНТ 2018-3,  
НИЦ «Курчатовский институт» – ИФВЭ, 2018

---