

Затраты энергии в высокотемпературном сверхпроводящем трёхфазном кабеле переменного тока

БУЯНОВ Ю.Л., ЖЕЛТОВ В.В., КОПЫЛОВ С.И., АРХАНГЕЛЬСКИЙ А.Ю., БАЛАШОВ Н.Н., КАБДИН Н.Е., КОПЫЛОВА Л.Н.

Рассмотрены базовые схемы криогенных установок, позволяющих обеспечить необходимый температурный режим работы энергетических кабелей на основе высокотемпературных сверхпроводников. Определены формулы для расчетов энергии, затрачиваемой на охлаждение кабеля с помощью криогенных установок закрытого и открытого типов. Проведён анализ гидравлических потерь, определяющих затраты энергии на прокачку криоагента в криостате кабеля с гофрированными оболочками. Определены составляющие мощности, требуемой для компенсации потерь при передаче электроэнергии в сверхпроводящем кабеле. В результате предложена методика расчета затрат энергии для криогенных установок при различных циклах работы. Определен коэффициент гидравлического трения в оболочках гибкого криостата. Проведено сопоставление имеющихся эмпирических соотношений для оценки коэффициента трения в гибком криостате.

К л ю ч е в ы е с л о в а: высокотемпературный сверхпроводящий энергетический кабель, система криогенного охлаждения, затраты энергии в кабеле

Энергозатраты на передачу тока в высокотемпературном сверхпроводящем (ВТСП) кабеле определяются в основном затратами энергии в рефрижераторных установках, необходимых для поддержания криогенной температуры в криостате, в котором находятся высокотемпературные сверхпроводники. Тип и холодопроизводительность системы криогенного обеспечения (СКО) определяются количеством тепла, поступающего к криоагенту из окружающей среды, и теплом, которое генерируется внутри кабеля. При работе ВТСП кабеля кроме энергетических затрат, связанных с отводом рефрижераторами тепла с низкого температурного уровня в окружающую среду, существуют технологические затраты энергии, необходимые для обеспечения работы циркуляционных насосов, прокачивающих в криостате криоагент, и вакуумных технологических насосов.

В действующих ВТСП кабелях наиболее распространённым криоагентом для охлаждения сверхпроводника служит переохлаждённый жидкий азот (при давлении, превышающем давление насыщенного пара, которое соответствует температуре потока). Это давление обеспечивается циркуляционным насосом или блоком насосов. Поступившее в низкотемпературную зону кабеля тепло отводится с помощью криоохладителей (рефрижераторов), работающих на основе различных замкнутых криогенных циклов или в открытом процессе, в котором тепло отводится из системы вследствие испарения и потери части криоагента из резервуаров.

Существуют также смешанные схемы охлаждения [1, 2].

Затраты энергии на охлаждение кабеля в СКО закрытого типа. Начиная с 2000 г. в большинстве действующих в разные периоды времени демонстрационных проектах ВТСП кабелей в качестве криоагента используется переохлаждённый жидкий азот в однофазном состоянии при температуре 67–68 К, что позволяет не допустить образования газовых пробок и пульсаций давления, вызывающих увеличение гидравлического сопротивления и неустойчивую работу СКО. Кроме этого, отсутствие газовых пузырей увеличивает пробивное напряжение электрической изоляции.

Тепло, поступающее в низкотемпературную зону, повышает температуру криоагента, циркулирующего внутри кабеля. Отвод тепла с криогенного температурного уровня до температуры окружающей среды может осуществляться различными способами. В СКО закрытого типа процессы, в которых вырабатывается холод, объединены в замкнутый круговой цикл. Затраты энергии в СКО определяются термодинамической эффективностью криогенной установки, в которой совершаются те или иные необратимые процессы для отвода теплоты от кабеля.

Для охлаждения ВТСП кабелей могут использоваться установки, работающие на основе различных термодинамических криогенных циклов. Отведение тепла от охлаждаемого при низкой температуре кабеля и перенос его в окружающую среду

осуществляется с помощью холода, полученного в процессе дросселирования, детандирования или комбинации этих процессов. Температура газа уменьшается при расширении в дроссельном вентиле сжатого в компрессоре газа, когда его температура ниже температуры инверсии (эффект Джоуля–Томсона); в детандере уменьшение температуры расширившегося газа сопровождается совершением внешней работы. В зависимости от количества тепла для его компенсации могут быть использованы рефрижераторы разной холодильной мощности, начиная от поршневых установок средней холодопроизводительности, например, работающих по циклу Клода и его модификаций, до турбохолодильных установок большой холодопроизводительности, работающих по обратному циклу Брайтона. Минимальный температурный уровень отвода тепла зависит от теплофизических свойств вещества (рабочего тела), циркулирующего в установке, из которых определяющим параметром является температура тройной точки.

Успешно применяются для охлаждения сверхпроводниковых кабелей криогенаторы, работающие по обратному циклу Стирлинга, в которых организацией гармонического движения поршня и вытеснителя с использованием регенератора совершается холодильный цикл.

Приведем формулы, определяющие энергию, затрачиваемую в криогенной установке для переноса тепла с температурного уровня криостатирования кабеля на температурный уровень окружающей среды T_{oc} . Первоначально рассмотрим схему СКО, которая работает на основе простого цикла с однократным дросселированием (рис. 1).

В резервуаре-переохладителе (Р-П) жидкий азот кипит при постоянной температуре, близкой к температуре тройной точки при давлении $p_1 > 12,5$ кПа, создаваемым вакуумным насосом ВН. После вакуумного насоса циркулирующий в криогенной установке азот (рабочее тело) сжимается в компрессоре К от давления p_2 (после вакуумного насоса) до давления p_3 и охлаждается в холодильнике компрессора (ХК), где происходит выброс в окружающую среду удалённого из кабеля тепла. Газ с температурой $T_{oc} = 300$ К поступает противоточный теплообменник Т, где охлаждается обратным потоком холодного газа и затем, после расширения в дросселе Др до давления p_1 , частично переходит в жидкость, накапливаясь в резервуаре-переохладителе Р-П. Жидкий азот, циркулирующий в контуре сверхпроводникового кабеля, с помощью центробежного насоса ЦН проходит через змеевик переохладителя, в котором происходит отвод тепла от кабеля $Q_{каб} = G_{N_2} c_p (T_{вх} - T_{вых})$, где G_{N_2} и

c_p – массовый расход и теплоёмкость жидкого азота соответственно; $T_{вх}$ и $T_{вых}$ – температура на входе и на выходе из кабеля.

Для отвода тепла от кабеля $Q_{каб}$ необходимо в криогенной установке затрачивать энергию. Мощность N_y , требуемая для выполнения этой работы, в виде теплового потока $Q_{хк} = Q_{каб} + N_y$ передаётся в окружающую среду. Чем меньше отношение затраченной работы к полезной холодопроизводительности установки, тем меньше удельный расход энергии на единицу массы рабочего вещества l_y (величина, обратная холодильному коэффициенту ε). По значению $l_y = 1/\varepsilon$ можно судить об энергоэффективности криогенной установки и СКО в целом, где в общий баланс энергопотребления необходимо также включить затраты энергии на обеспечение работы центробежного насоса, прокачивающего криоагент, и вакуумных насосов, поддерживающих необходимое давление в вакуумной полости теплоизоляции кабеля.

Полезная холодопроизводительность криогенной установки

$$Q_y = G_y \Delta i_T - \sum Q_B,$$

где G_y – массовый расход азота в цикле установки; Δi_T – изотермический дроссель-эффект (разность энтальпий $i_{T_{oc}}^{p_3} - i_{T_{oc}}^{p_2}$); $\sum Q_B$ – сумма потерь холода из-за теплопритоков в установку из окружающей среды и неполноты теплообмена между прямым и обратным потоками в теплообменнике Т.

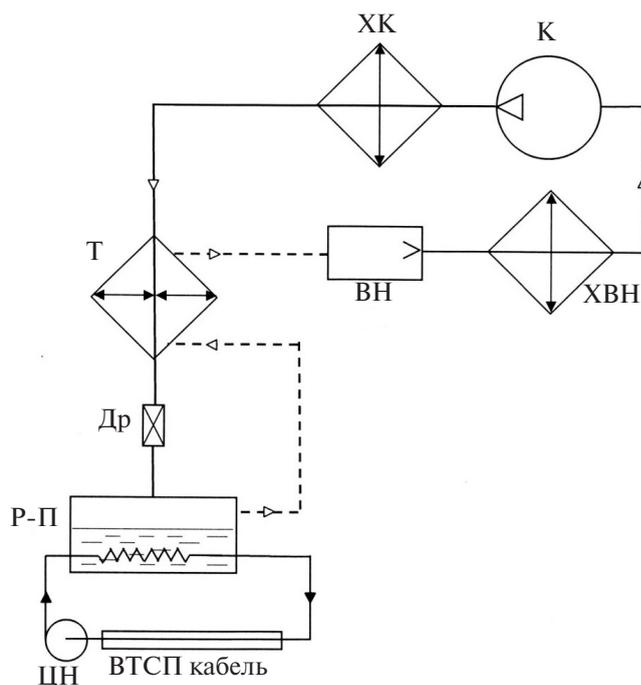


Рис. 1. Схема охлаждения кабеля в установке, работающей по циклу с дросселированием и с вакуумным насосом

В процессах получения холода существуют наиболее выгодные параметры для конкретного рабочего вещества (в основном давление сжатия газа), при которых затраты энергии оптимальны в данном цикле. Нахождение оптимальных значений давления и температуры в цикле или сравнение разных циклов по полезной холодопроизводительности и удельному расходу энергии возможно только путём вариантных расчётов, исследуя значение необратимых потерь энтропийным или эксергетическим методами термодинамического анализа.

Мощность, требуемая для получения холодопроизводительности Q_y , определяется объемом работы в компрессоре (процесс сжатия предполагается изотермический) и в вакуумном насосе:

$$N_y = G_y \left(\frac{p_1 S \ln \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{\text{вк}}} + \frac{RT_{\text{ос}} \ln \frac{p_3}{p_2}}{\eta_{\text{к}}} \right),$$

где p_2/p_1 , p_3/p_2 – отношение давлений нагнетания и всасывания в вакуумном насосе и в компрессоре соответственно; S – быстрота действия насоса; R – универсальная газовая постоянная; $\eta_{\text{вк}}$, $\eta_{\text{к}}$ – полные коэффициенты полезного действия (КПД) вакуумного насоса и компрессора.

Если работа компрессора и вакуумного насоса отнесена к клеммам электродвигателя, то значения КПД насоса и компрессора определяются произведением изотермического, объёмного (учитывающего необратимости, связанные с перетеканием газа), механического и КПД электродвигателя $\eta = \eta_{\text{мз}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э}}$.

Суммарный расход электрической энергии в СКО

$$N_{\text{ско}} = N_y + N_{\text{цм}} + N_{\text{вкк}},$$

где $N_{\text{цм}} = G_{N_2} \rho \Delta P / \eta_{\text{цм}}$ – мощность центробежного насоса, прокачивающего жидкий азот с плотностью ρ ; ΔP – гидравлические потери в кабеле; $\eta_{\text{цм}}$ – КПД насоса; $N_{\text{вкк}}$ – мощность вакуумного насоса, дискретно поддерживающего вакуум в теплоизоляции кабеля, содержащего геттеры.

Цикл с однократным дросселированием технически прост, но имеет низкую экономичность. Характеристики цикла с однократным дросселированием существенно улучшаются после введения в цикл перед дроссельным вентилем ступени дополнительного предварительного охлаждения. Эта ступень может содержать детандер (цикл Клода) или внешний источник холода: газовую холодильную машину, холодильную установку с высококипящим хладагентом, дополнительный дроссельный цикл.

Вместо вакуумного насоса могут быть использованы струйные аппараты (эжекторы).

На рис. 2 показана возможная схема СКО с криогенной установкой с предварительным охлаждением и последовательным (двойным) дросселированием, что в целом позволяет увеличить эффективность СКО. Предварительное внешнее охлаждение увеличивает общий расход энергии, но значительно повышает термодинамическую эффективность цикла и выработку холода из-за понижения температуры перед дроссельным вентилем и увеличения дроссель эффекта, что уменьшает удельные затраты энергии.

Прямой поток газа $G_{\text{к}}$ сжимается в компрессоре К до давления p_3 и после охлаждения в ХК поступает в теплообменник Т1, где охлаждается холодными потоками газа, возвращающимися из низкотемпературных ступеней. После теплообменника газ разделяется на два потока, один из которых $G_{\text{д}}$ поступает на вход в детандер Д, где газ расширяется, совершает работу, охлаждается и соединяется перед теплообменником Т2 с обратным холодным потоком. Прямой поток, расход которого составляет $G_{\text{к}} - G_{\text{д}}$, проходит в преддроссельный теплообменник Т3 и далее дросселируется в дроссельном вентиле Др1 до давления p_2 на входе в компрессор.

Жидкость собирается в сосуде С и затем дросселируется через вентиль Др2 до давления p_1 , создаваемого вакуумным насосом ВН. Вакуумный поток $G_{\text{вм}}$ из резервуара-переохладителя Р-П последовательно проходит теплообменники Т3, Т2 и Т1. В переохладителе с кипящей жидкостью при температуре 66–67 К (и давлении 21–24 кПа) происходит теплообмен с криоагентом кабеля и понижение его температуры. Процесс сжатия газа наиболее энергоёмкий среди других процессов в цикле. Суммарный расход энергии для производства холода в описанном рефрижераторном цикле определяется по формуле:

$$N_y = G_{\text{вм}} \frac{p_1 S \ln \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{\text{вк}}} + G_{\text{к}} \frac{RT_{\text{ос}} \ln \frac{p_3}{p_2}}{\eta_{\text{к}}} - G_{\text{д}} \Delta i_{\text{д}} \eta_{\text{эм}},$$

где $\Delta i_{\text{д}}$ – удельная холодопроизводительность детандера; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД.

Если вместо детандера используется ступень предварительного охлаждения на основе других источников холода, тогда к расходу энергии в вакуумном насосе и компрессоре добавляется дополнительный расход энергии в ступени предварительного охлаждения (с холодильным коэффициентом $\varepsilon_{\text{ду}}$), отводящей тепло $Q_{\text{сто}}$:

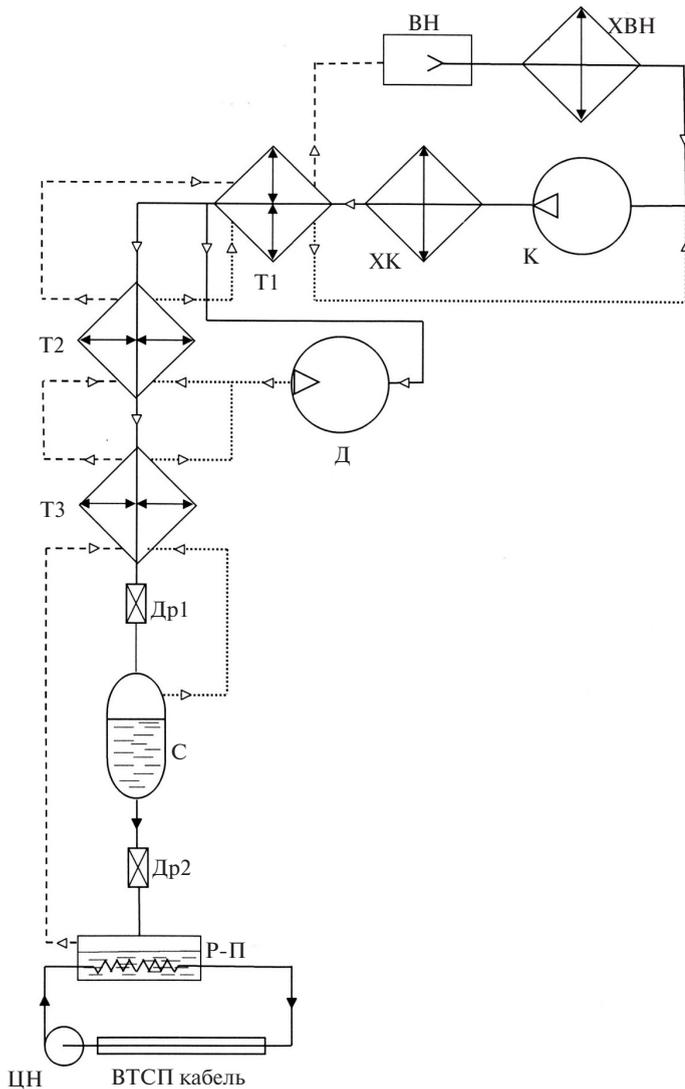


Рис. 2. Схема СКО кабеля на основе цикла с двойным дросселированием и детандером

$$N_y = N_{\text{ВН}} + N_{\text{К}} + \frac{Q_{\text{сто}}}{\varepsilon_{\text{ду}}}$$

Возможна интеграция сверхпроводящего кабеля в цикл криогенной установки, и тогда рабочее тело является криоагентом, охлаждающим кабель [3]. В этом случае нет надобности в циркуляционной петле и необходимости осуществления теплообмена с внешним источником холода для компенсации тепловых потерь в кабеле, но термодинамическая схема криогенной установки и рабочие параметры технологических аппаратов должны быть согласованы с критическими параметрами сверхпроводника.

Затраты энергии в СКО открытого типа. Схема СКО открытого типа представлена на рис. 3. Пониженное давление в резервуаре-переохладителе Р-П создаётся вакуумным насосом ВН. Схема циркуляционного контура аналогична СКО закрытого типа. Жидкий азот при давлении нагнетания насо-

са ЦН проходит через змеевик (теплообменник) в резервуаре-переохладителе, охлаждаясь до температуры $T_0 + \Delta T_{\text{Н}}$, где T_0 – температура насыщения в резервуаре; $\Delta T_{\text{Н}}$ – температура недорекуперации. Далее азот в однофазном состоянии поступает в криостат ВТСП кабеля, где его температура после охлаждения кабеля возрастает на значение $\Delta T_{\text{Н}}$, которая зависит от внутренних и внешних теплопритоков и от расхода азота (быстроты действия центробежного насоса).

В полностью открытой СКО испарившийся азот может быть целиком удалён из системы или большая часть газообразного азота вместе с азотом, испаряющимся в сосуде С, в котором хранится запас жидкого азота при атмосферном давлении (расход составляет в сутки примерно 1% объёма жидкости), поступает на переконденсацию в криогенную установку, производящую жидкий азот. Для протяжённых ВТСП кабелей использование СКО открытого типа не рационально, так как требует значительного расхода жидкого азота. Во время откачки паров над насыщенной жидкостью в резервуаре-переохладителе часть массы жидкости, находящейся в резервуаре, испаряется и отводится вакуумным насосом в окружающую среду. В процессе испарения жидкости отбирается теплота от стенок пароохладителя и от оставшейся жидкости, температура которой понижается.

Уравнение теплового баланса между теплотой в элементарной массе испарившейся жидкости и теплотой, отводимой от жидкости и металлических стенок ванны переохладителя, имеет вид:

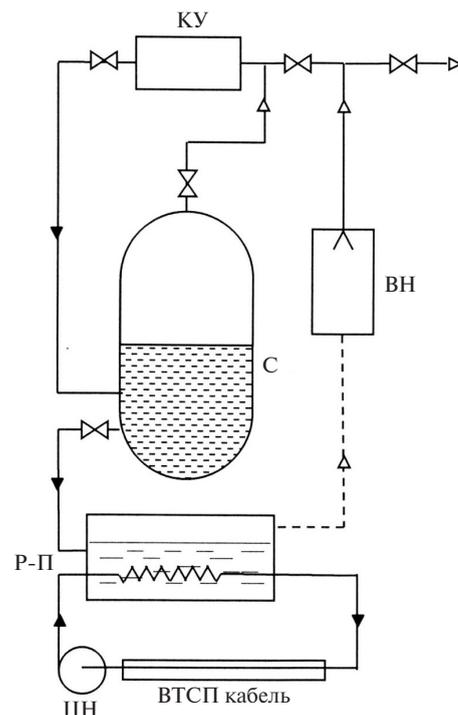


Рис. 3. Структурная схема СКО открытого типа

$$dM(r+c dT)+dQ_{\text{из}}=(cM+c_M M_M)dT,$$

где dT – изменение температуры; r – теплота испарения; c, c_M – средние значения теплоёмкости жидкости и металлических стенок ванны переохладителя с массой M_M ; $dQ_{\text{из}}$ – приток тепла через теплоизоляцию.

Так как теплоёмкость жидкого азота значительно больше теплоёмкости металла (например нержавеющей стали), то пренебрегая составляющей $c_M M_M dT$ в тепловом балансе и притоком тепла через теплоизоляцию, можно получить соотношение, позволяющее определить массу жидкого азота ΔM , удаляемого из переохладителя, при понижении в нём температуры на значение ΔT :

$$\Delta M=1-\exp\left[\frac{c\Delta T}{r}\right].$$

Например, при понижении температуры жидкого азота в переохладителе от 77,4 до 67 К потеря составит 10% первоначальной массы жидкости.

В линейке существующих компактных криогенных установок по производству жидкого азота (например, работающих по обратному циклу Стирлинга) возможно получать из воздуха 10–150 л/ч жидкого азота при расходе энергии 1,5–1,1 кВт/л при максимальном расходе охлаждающей воды 7500 л/ч. При полном прекращении отвода азота в окружающую среду открытая схема по сути превращается в СКО закрытого типа.

Скорость испарения азота в ванне переохладителя для компенсации теплоты $Q_{\text{каб}}$, отводимой от циркуляционного потока азота, охлаждающего кабель, и притока тепла из окружающей среды через теплоизоляцию $Q_{\text{ос}}$, составит

$$M_{\text{по}}=K(Q_{\text{каб}}+Q_{\text{ос}})/r,$$

где K – коэффициент, учитывающий дополнительный расход азота при откачке.

Энергия в открытом цикле расходуется на производство жидкого азота N_{N_2} (для пополнения убывающей массы азота), а также затрат энергии на обеспечение работы циркуляционного насоса $N_{\text{цн}}$ и вакуумных насосов переохладителя $N_{\text{внпо}}$ и криостата $N_{\text{внк}}$:

$$N'_{\text{ско}}=N_{N_2}+N_{\text{внпо}}+N_{\text{цн}}+N_{\text{внк}}.$$

Гидравлические потери. Тепловые и гидравлические процессы, протекающие в сверхпроводящих кабелях, аналогичны процессам, происходящим при транспортировании жидких криогенных продуктов по трубопроводам. Уменьшение гидравлического сопротивления понижает энергозатраты. Вопросы теплового и гидравлического совершенст-

ва кабеля переплетаются с вопросами капитальных и эксплуатационных затрат и не имеют однозначного решения. К числу этих проблем относится выбор типа оболочки, внутри которой течёт жидкий азот. Гибкая гофрированная металлическая труба большой длины, которая может быть намотана в бухту, несомненно, более технологична по сравнению с жёсткой гладкой трубой ограниченной длины со стыковыми соединениями. Однако коэффициент гидравлического сопротивления гофрированных труб больше, чем у гладких.

Затраты энергии на прокачку зависят от схемы движения криоагента, которая обусловлена конструктивной схемой трёхфазного кабеля. Кроме этого, гидравлические потери зависят от общей технологической схемы охлаждения: линейной или циркуляционной. Поток криоагента может проходить через охлаждаемые фазы только в прямом направлении (из ёмкости для хранения в приёмную ёмкость), возвращаться в обратном направлении к источнику холода – внутри криостата кабеля либо по отдельному теплоизолированному трубопроводу.

Существуют три основные конструктивные схемы трёхфазных ВТСП кабелей переменного тока [4]: каждая фаза охлаждается в собственном криостате; три фазы заключены в общий криостат или кабель триаксиальный. В криостате, предназначенном для охлаждения одной фазы, или в криостате триаксиального кабеля прямой поток азота прокачивается через центральную гофрированную трубу, а обратный поток возвращается вдоль внутренней стенки криостата, образованного также из гофрированных труб, обтекая с внешней поверхности систему ВТСП проводник–изолятор–ВТСП экран проводника.

Полные гидравлические потери ΔP в круглом трубопроводе с внутренним диаметром d , по которому со средней скоростью v движется поток жидкости плотностью ρ , складываются из потерь на трение вдоль длины L и потерь давления на преодоление местных сопротивлений, определяемых коэффициентом трения λ и суммой коэффициентов местных сопротивлений ξ_i :

$$\Delta P=\left[\lambda\frac{L}{d}+\sum_{i=1}^n\xi_i\right]\frac{\rho v^2}{2}. \quad (1)$$

При оценочном расчёте гидравлических потерь можно воспользоваться понятием расчётной эквивалентной длины $L_p=kL$ (где $k>1$), используя её в уравнении Дарси–Вейсбаха (2). Коэффициент k показывает, в какой мере следует увеличить расчётную длину L трубопровода для определения ΔP , чтобы потери давления на трение в дополни-

тельной длине трубопровода были бы эквивалентны потерям давления на местных сопротивлениях:

$$\Delta P = \lambda \frac{L_p}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (2)$$

Как уже указывалось, мощность, потребляемая насосом для прокачки жидкого криоагента, прямо пропорциональна ΔP .

Выбор коэффициента гидравлического трения λ оказывает существенное влияние на точность расчета суммарных гидравлических потерь. Для расчета λ предложено большое число эмпирических и полуэмпирических формул, учитывающих особенности течения жидкости при ламинарном и турбулентном режимах в гладких и шероховатых трубах, границы применимости которых характеризуются числом Рейнольдса $Re = vd/\nu$, связывающим скорость течения жидкости, характерный геометрический размер (для труб d) и кинематическую вязкость ν . Для гофрированных труб существует ограниченное число эмпирических формул, что не позволяет точно установить закономерность изменения коэффициента гидравлического трения при изменении волнистости и высоты гофров, в особенности при турбулентном режиме. При ламинарном режиме ($Re < 2000$) значения коэффициента трения гладких, шероховатых и гофрированных труб мало отличаются друг от друга и зависят только от Re : $\lambda = 64/Re$.

Как известно из гидродинамики, в турбулентном режиме коэффициент λ шероховатых труб в значительной степени зависит от неровностей внутренней поверхности трубы, оцениваемых относительной шероховатостью Δ/d (где Δ – средняя высота неровностей в трубе). При $Re > 500d/\Delta$ коэффициент λ практически не меняется при увеличении числа Рейнольдса и зависит только от соотношения Δ/d .

В режиме турбулентного движения в гофрированных трубах, где $h/d > \Delta/d$, по мере увеличения скорости течения жидкости, уменьшения ламинарного подслоя вблизи стенок трубы и увеличения турбулентного ядра в гофрах возникают постоянные замкнутые турбулентные вихри, которые приводят к росту в них гидравлического сопротивления по сравнению с шероховатыми и, особенно, с гладкими трубами. На рис. 4 показаны расчётные зависимости коэффициента гидравлического трения λ от числа Рейнольдса в турбулентном режиме для двух гладких (с малой шероховатостью) и гофрированных труб DN 50 и 200 мм.

Для круглых труб (с $\Delta = 0,1$ мм) для расчёта использованы: в интервале $4 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^5$ формула Блазиуса, которая устанавливает, что в этом режи-

ме коэффициент сопротивления зависит только от Re :

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25}; \quad (3)$$

при $Re > 1 \cdot 10^5$ уравнение Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4)$$

На рис. 5 показан поперечный разрез гибкой гофрированной трубы. Выявлено, что коэффициент трения в гибких гофрированных металлорукавах существенно больше значений λ в гладких трубах и зависит от отношения высоты гофра h к внутреннему диаметру металлорукава d , а также от числа гофр на единицу длины n , определяемого шагом гофра L_r , причём потеря давления в трубах с кольцевой навивкой гофра на 20–25% больше, чем в трубах с винтовой навивкой [3]. Прокачка азота по гибким трубам должна приводить к увеличению потерь энергии на трение из-за большего гидравлического сопротивления гофрированных труб по сравнению с гладкими.

В гибких металлорукавах при $Re > 10^4$ существует явно выраженная ступенчатая зависимость $\lambda(Re)$.

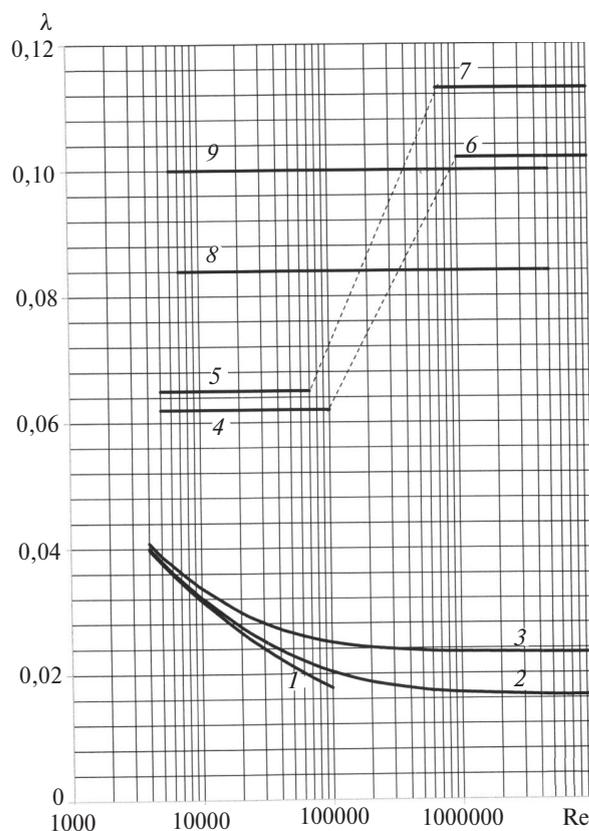


Рис. 4. Расчётные зависимости коэффициента трения λ от числа Рейнольдса Re : 1–3 для чистых стальных труб, $c\Delta = 0,1$ мм; 4–9 – гофрированных труб: 1 – формула (ф.) (3); 2 – DN 200, ф. (4); 3 – DN 50, ф. (4); 4 – DN 200, ф. (5); 5 – DN 50, ф. (5); 6 – DN 200, ф. (6); 7 – DN 50, ф. (6); 8 – DN 200, ф. (7); 9 – DN 50, ф. (7)

На переходных участках при $Re=4\cdot 10^4 \div 2\cdot 10^5$ (для труб с $L_r/d=0,35$) и $Re=2\cdot 10^5 \div 1\cdot 10^6$ ($L_r/d=0,1$) происходит примерно двукратное увеличение [6], причём до и после переходного участка (обозначенного на рис. 4 пунктиром) λ не зависит от Re . Если условно рассматривать отношение h/d как относительную шероховатость [5] Δ/d , тогда для оценки коэффициента λ в гофрированных металлорукавах можно воспользоваться известными формулами для шероховатых металлических труб. На рис. 4 при $Re > 4\cdot 10^3$ до чисел Re , соответствующих началу переходных участков, λ определяется по формуле Шифринсона (с заменой Δ на h):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{h}{d} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

а после переходного участка для больших значений числа – по уравнению Кольбрука–Уайта:

$$\lambda = 0,25 \left(\frac{h/d}{3,7} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

На рис. 4 приведены также значения λ , определённые по формуле Дэниелса и Фентона [6], выраженной в метрической системе, которая учитывает кроме высоты гофра число гофр на единицу длины:

$$\lambda = 0,4nd \left(\frac{h}{d} \right)^{1,6}. \quad (7)$$

Производители в разных странах выпускают широкий сортмент гибких металлорукавов высокого давления из нержавеющей стали. В РФ, например, Владимирский завод металлорукавов (www.vzmg.ru) производит гофрированные трубы с условным проходом (ДУ, DN) от 6 до 200 мм для перемещения в них жидкостей, в том числе криогенных с температурой до 77 К; Уфимский завод металлорукавов (www.uzmg.ru) выпускает гофрированные металлорукава ($\varnothing 6-400$ мм) с большим набором дополнительных наружных и внутренних оболочек, располагающихся на гофрах (шаг которых составляет от 3 до 35 мм в зависимости от диаметра). Длина производимого металлорукава зависит от его типа и номинального диаметра. Например, диапазон длин гофрированных труб, выпускаемых группой компаний Witzmann под торговой маркой Hydra, составляет 10–300 м (www.witzmann.de).

На основе коаксиально расположенных гофрированных труб разного диаметра ранее были разработаны гибкие лабораторные трубопроводы с экранным-вакуумной теплоизоляцией для перелива

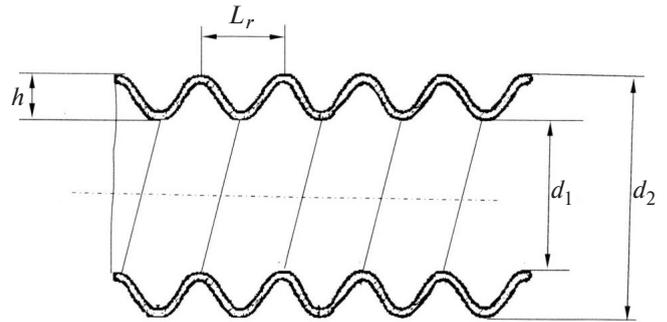


Рис. 5. Поперечный разрез гофрированной трубы: d_1 , d_2 – внутренний и наружный диаметры; h , L_r – высота и шаг гофра

криогенных жидкостей [7]. В настоящее время гибкие, сворачиваемые в бухту длиномерные криогенные трубопроводы выпускаются разными производителями, например компанией Nexans, с условным проходом от 10 до 264 мм.

Тепловые потери. Линейная плотность теплового потока q_L , проходящего из окружающей среды в низкотемпературную зону криостата кабеля, определяется разностью температур между наружной стенкой криостата, обращённой в окружающую среду, и внутренней стенкой, обращённой к жидкому азоту $T_{oc} - T_{N_2}$, а также термическим сопротивлением теплопередачи R_L :

$$q_L = \frac{n(T_{oc} - T_{N_2})}{R_L}.$$

Сопротивление R_L складывается из термических сопротивлений: теплоизоляции, оболочек (труб) криостата и тепловых сопротивлений теплоотдачи на поверхностях с окружающей средой и с жидким азотом; $(\alpha D)^{-1}$ (здесь αD – соответствующее произведение коэффициента теплоотдачи на диаметр).

Внутренняя и наружная оболочки криостата разделены вакуумной многослойной теплоизоляцией (ВМИ), представляющей собой слои металлизированной полимерной плёнки, намотанной на внутреннюю оболочку криостата. Пространство между внутренней и наружной оболочками должно быть откачано до остаточного давления, необходимого для работы ВМИ (не выше 10 мПа). В таких условиях тепловое сопротивление ВМИ обратно пропорционально эффективному (кажущемуся) коэффициенту теплопроводности теплоизоляции $\lambda_{из}$ и намного больше тепловых сопротивлений материала оболочек криостата и тепловых сопротивлений теплоотдачи, тогда

$$R_L = \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_K}{D_B}.$$

Теплоизоляция ВМИ содержит слои металлизированных плёнок с односторонним или двухсторонним напылением (в этом случае требуются прокладки из стеклотумаги, стекловолокна или полимерной сетки). Механизм передачи тепла через ВМИ сложен; $\lambda_{из}$ отображает разнообразные взаимосвязанные тепловые потоки, присущие этому виду теплоизоляции: тепловое излучение и теплопроводность между соприкасающимися слоями теплоизоляционной плёнки; теплоприток по остаточному газу и вдоль слоёв плёнки.

В реальных изделиях коэффициенты $\lambda_{из}$ различаются для одного и того же типа изоляции, так как зависят от способа укладки теплоизоляции. Минимальная эффективная теплопроводность в изделиях составляет 0,1 мВт/м·К [10].

Затраты энергии на охлаждение токовводов. По токовводам, по которым осуществляется ввод и вывод энергии из кабеля, при сильных токах поступает значительное количество тепловой энергии, рассеиваемой в жидком криоагенте или отводимой с помощью криогенераторов. В принципе, токовводы могут охлаждаться на самом низком температурном уровне общим циркуляционным потоком. В другой схеме охлаждения предполагается, что токовводы находятся в собственном криостате, ванна которого пополняется из внешнего резервуара или внутри криостата находится криогенератор (например, работающий по циклу Стирлинга), который производит холод или жидкий азот, сливаемый в ванну.

Теплота, поступающая в низкотемпературную зону по токовводам, зависит от многих факторов: оптимальности геометрических размеров токоввода; условий охлаждения резистивной части токоввода; материала токоввода; значения контактного сопротивления между токовводом и сверхпроводником; наличия или отсутствия внешнего дополнительного охлаждения токоввода (помимо основного криоагента, охлаждающего кабель), например, ступенчатым охлаждением с помощью криогенератора. Многофакторность задачи не позволяет определить в компактной математической форме компенсационную мощность, необходимую для вывода тепловой энергии с низкотемпературного уровня в окружающую среду.

Тем не менее, учитывая, что теплоёмкость газобразного азота невелика (по сравнению с другими криогенными газами), значения оптимальной плотности тока и оптимального теплопритока по неохлаждаемому и охлаждаемому токовводам будут близки. Полагая подчинение материала токоввода закону Видемана—Франца—Лоренца и пренебрегая контактными сопротивлениями между токовводом и

соединённым с ним сверхпроводником, тепловой поток по токовводу можно определить используя простую формулу (W. Mercouff, 1963):

$$Q_{т.в} = I[L_0(T_{ос}^2 - T_x^2)]^{1/2},$$

где I — сила тока; L_0 — постоянная Лоренца.

В интервале температур 300–68 К удельный теплоприток составит 46 мВт/А. Мощность, затрачиваемая на охлаждение токовводов,

$$N_{т.в} = \frac{nQ_{т.в}l_y}{r},$$

где n — число токовводов (для трёхфазной системы $n=6$); l_y — удельная энергия, Дж/кг, затрачиваемая в криогенной установке для получения жидкого азота.

Выводы. 1. Предложена методика расчёта затрат энергии, необходимой для отвода поступающего тепла и прокачки криоагента в сверхпроводниковых энергетических кабелях, охлаждаемых переохлаждённым жидким азотом.

2. Приведенные формулы, определяющие суммарный расход электрической энергии, затрачиваемой в криогенных установках с открытым и замкнутым циклами работы, позволяют провести расчёт охлаждаемых энергетических кабелей на требуемые эксплуатационные параметры.

В связи с отсутствием обобщающих формул для определения коэффициента гидравлического трения в гофрированных трубах (оболочках гибкого криостата) при течении криогенных жидкостей проведено расчётное сопоставление имеющихся эмпирических выражений для последующей оценки коэффициента трения в зависимости от диаметра трубы с разной волнистостью и высотой гофров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Yu.L. Buyanov.** The thermal state of high-temperature superconducting current leads during disarrangement of superconductivity. Russian Electrical Engineering. March, 2019, v. 90, No. 3, pp. 246–255, Doi: 10.3103/sl06837/2/9030064.
2. **Буянов Ю.Л.** Влияние способа охлаждения токовводов с высокотемпературными сверхпроводниками на тепловые состояния. — Электричество, 2019, № 1, с. 30–36.
3. **Ho-Myung Chang, Ki Nam Ryu, Hyung SukYang.** Integrated design of cryogenic refrigerator and liquid-nitrogen circulation loop for HTS cable. — Cryogenics, 2016, v. 80, part 2, pp. 183–192.
4. **Gouge M.J., Demko J.A., Roden M.L., Maguire J.F., Weber C.S.** Vacuum-insulated, flexible cryostats for long HTS cables: requirements, status and prospects. Advances in Cryogenic Engineering, 2008, v. 53B, pp. 1343–1350.
5. **Daniels C.M.** Pressure Losses in Flexible Metal Tubing. Product Engineering, 1956, v. 27, No. 4, pp. 223–227.
6. **Riley K.L.** Flow losses in flexible hose. Diss. Ph.D. Louisiana State University, 1967.
7. **Шевченко С.А., Конох В.И., Макотер А.П.** Газодинамическое сопротивление и скорость звука в канале с гофрированной стенкой. — Вісник НТУ ХПИ, сер. Гидравлічні машини і гідроагрегати, 2016, № 20, с. 94–101.

8. Daniels C.M., Fenton R.E. Determining Pressure Drop in Flexible Metal Hose. – Machine Design, 1960, v. 37, № 27, pp. 195–198.

9. Фрадков А.Б., Гинодман В.Б. Гибкие сифоны переливания жидкого гелия. – Приборы и техника эксперимента, 1970, № 1, с. 233–239.

10. Справочник по физико-техническим основам криогеники/Под ред. М.П. Малкова. М.: Энергоатомиздат, 1985, 432 с.

[07.04.2020]

А в т о р ы: Буянов Юрий Леонидович – кандидат техн. наук, диссертацию защитил в 1982 г., ведущий инженер Объединенного института высоких температур (ОИВТ) РАН.

Желтов Владимир Валентинович – кандидат физ.-мат. наук, диссертацию защитил в 1978 г., старший научный сотрудник ОИВТ РАН.

Electrichestvo, 2020, No. 9, pp. 11–19

Копылов Сергей Игоревич – доктор техн. наук, диссертацию защитил в 2005 г, зав. лабораторией ОИВТ РАН.

Архангельский Андрей Юрьевич – кандидат техн. наук, диссертацию защитил в 1991 г., ведущий инженер ОИВТ РАН.

Балашов Николай Николаевич – научный сотрудник ОИВТ РАН.

Кабдин Николай Егорович – кандидат техн. наук, диссертацию защитил в 2002 г., зав. кафедрой Российского государственного аграрного университета МСХА им. К.А. Тимирязева.

Копылова Любовь Николаевна – доцент НИУ «Московский энергетический институт».

DOI:10.24160/0013-5380-2020-9-11-19

Energy Expenditures in a High-Voltage Three-Phase AC Superconducting Cable

BUYANOV Yury L. (Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (JIHT RAS), Moscow, Russia) – Leading engineer. Cand. Sci. (Eng.)

ZHELTOV Vladimir V. (JIHT RAS, Moscow, Russia) – Senior Scientist, Cand. Sci. (Phus. Math.)

KOPYLOV Sergey I. (JIHT RAS, Moscow, Russia) – Head of the Laboratory, Dr. Sci. (Eng.)

ARKHANGEL'SKIY Andrey Yu. (JIHT RAS, Moscow, Russia) – Leading Engineer, Cand. Sci. (Eng.)

BALASHOV Nikolay N. (JIHT RAS, Moscow, Russia) – Scientist

KABDIN Nikolay Ye. (Russian State Ograrion University of the Moscow Agricultural Academy named K.A. Timiryazev) – Head of the Department, Cand. Sci. (Eng.)

KOPYLOVA Lyubov' N. (NRU «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia) – Associate Professor

The basic circuit diagrams of cryogenic installations that can ensure the necessary temperature operation conditions of power cables on the basis of high-temperature superconductors are considered. Formulas for calculating the energy consumed for cooling the cable by means of closed- and open-type cryogenic installations are determined. The hydraulic losses determining the energy expenditures for pumping the cryoagent in the cable cryostat with corrugated shells are analyzed. The components of the power required to compensate for the losses in transmitting electric energy via a superconducting cable are determined. As a result, a procedure for calculating energy expenditures for cryogenic installations in different cycles of their operation is proposed. The hydraulic friction coefficient in the flexible cryostat shells is determined. The available empirical relations for estimating the hydraulic friction coefficient in a flexible cryostat are compared with one another.

Key words: high-temperature superconducting power cable, cryogenic cooling system, energy expenditures in a cable

REFERENCES

1. Yu.L. Buyanov. The thermal state of high-temperature superconducting current leads during disarrangement of superconductivity. Russian Electrical Engineering. March, 2019, v. 90, No. 3, pp. 246–255, DOI: 10.3103/s106837/2/9030064.

2. Buyanov Yu.L. *Electrichestvo* – in Russ. (Electricity), 2019, No. 1, pp. 30–36.

3. Ho-Myung Chang, Ki Nam Ryu, Hyung SukYang. Integrated design of cryogenic refrigerator and liquid-nitrogen circulation loop for HTS cable. – Cryogenics, 2016, v. 80, part 2, pp. 183–192.

4. Gouge M.J., Demko J.A., Roden M.L., Maguire J.F., Weber C.S. Vacuum-insulated, flexible cryostats for long HTS cables: requirements, status and prospects. Advances in Cryogenic Engineering, 2008, v. 53B, pp. 1343–1350.

5. Daniels C.M. Pressure Losses in Flexible Metal Tubing. Product Engineering, 1956, v. 27, No. 4, pp. 223–227 .

6. Riley K.L. Flow losses in flexible hose. Diss. Ph.D. Lousiane State University, 1967.

7. Shevchenko S.A., Konyukh V.I., Makoter A.P. *Visnik NTU KhPI, ser. Gidravlicheskiye mashiny i gidroagregaty –in Ukraina (Visnik NTU KhPI)*, 2016, No. 20, pp. 94 –101.

8. Daniels C.M., Fenton R.E. Determining Pressure Drop in Flexible Metal Hose. – Machine Design, 1960, v. 37, No. 27, pp. 195–198.

9. Fradkov A.B., Ginodman V.B. *Pribory i tekhnika eksperimenta – in Russ. (Instruments and Experimental Techniques)*, 1970, No. 1, pp. 233–239.

10. *Spravochnik po fiziko-tekhnicheskim osnovam kriogeniki/ Pod red. M.P. Malkova* (Handbook on the physical and technical foundations of cryogenics/Ed. M.P. Malkov). M.: Energoatomizdat, 1985, 432 p.

[07.04.2020]