

Методика расчета и характеристики оптимизированных конденсатоотводчиков с открытым снизу поплавком и инверсным клапанным узлом

Печенегов Ю. Я., доктор техн. наук, Косов А. В., инж., Косова О. Ю., канд. техн. наук
**Энгельсский технологический институт (филиал) Саратовского государственного
технического университета имени Гагарина Ю. А.**

Предложен новый конденсатоотводчик с открытым снизу поплавком и инверсным клапанным узлом, имеющий улучшенные характеристики. Решена задача определения оптимального диаметра поплавка, соответствующего минимальному объему корпуса конденсатоотводчика. Разработаны математическая модель и методика расчета новых конденсатоотводчиков. Получено уравнение для максимально допустимого рабочего давления в корпусе конденсатоотводчика.

Ключевые слова: конденсатоотводчик, открытый снизу поплавок, инверсный клапанный узел, оптимизация, математическая модель, методика расчета, характеристики.

Устанавливаемые за пароиспользующими теплообменными устройствами конденсатоотводчики предназначены для обеспечения своевременного и полного удаления конденсата из предвключенных устройств с максимальным использованием содержащейся в нем теплоты в условиях изменяющихся давления и расхода пара, исключая при этом проход вместе с конденсатом несконденсированного (пролетного) пара. При существенном переменном расходе и давлении выпускаемого потока используются поплавковые конденсатоотводчики. Среди них наибольшей стойкостью к гидроударам в пароконденсатных системах обладают конденсатоотводчики с открытым поплавком.

На практике наиболее распространены конденсатоотводчики с поплавком типа “перевернутый стакан” (открытый снизу), которые, по данным [1], считаются лучшими среди других серийно выпускаемых устройств подобного назначения. Они же являются одними из самых дорогих на рынке. К их недостаткам относится то, что при изготовлении трудно обеспечить соосность клапанного отверстия запорного органа и клапана. Кроме того, в процессе работы конденсатоотводчика из-за износа подвижных элементов происходит смещение осей клапанного отверстия и клапана. В результате клапан садится неплотно на седло, а это приводит к утрате рабочей функции запорного органа. Тогда конденсатоотводчик вместе с конденсатом будет пропускать пролетный пар. При работе с загрязненным конденсатом часты случаи засорения запорного органа, если клапанное отверстие в нем малого диаметра. Вследствие этого уменьшается пропускная способность конденсатоотводчика или совсем прекращается выпуск конденсата.

Недостатком конденсатоотводчиков с открытым снизу поплавком является также необходимость выполнения поплавка тяжелым, а следовательно, металлоемким. Данный недостаток особенно проявляется при повышенных разностях давлений рабочей среды в корпусе конденсатоотводчика и за запорным органом. Клапан откроет клапанное отверстие для выпуска конденсата при условии, что вес поплавка достаточен для преодоления силы давления на клапан со стороны рабочей среды. Повышение веса поплавка приводит к необходимости увеличивать его объем. Это требуется для обеспечения “плавучести” поплавка, чтобы он был в состоянии всплыть для закрытия запорного органа при поступлении пара через впускной патрубок. В результате поплавков приходится выполнять тяжелым, со значительным объемом, что приводит к существенному увеличению массогабаритных показателей конденсатоотводчика.

Указанные недостатки устранены в конденсатоотводчике с поплавком типа “перевернутый стакан” и инверсным клапанным узлом [2] (рис. 1). За счет изменения кинематики и схемы действия сил в системе “поплавок — рычаг — шток клапана — неподвижная опора” значительно уменьшены вес и объем поплавка, улучшены массогабаритные показатели конденсатоотводчика, упрощена его конструкция. Предложенное решение выводит вес поплавка из числа параметров, значимых для работы конденсатоотводчика. В отличие от выпускаемых промышленностью известных аналогов [3], где равенство действующих на клапан веса поплавка и противоположно направленного давления рабочей среды является условием открытия клапаном отверстия для выпуска конденсата,

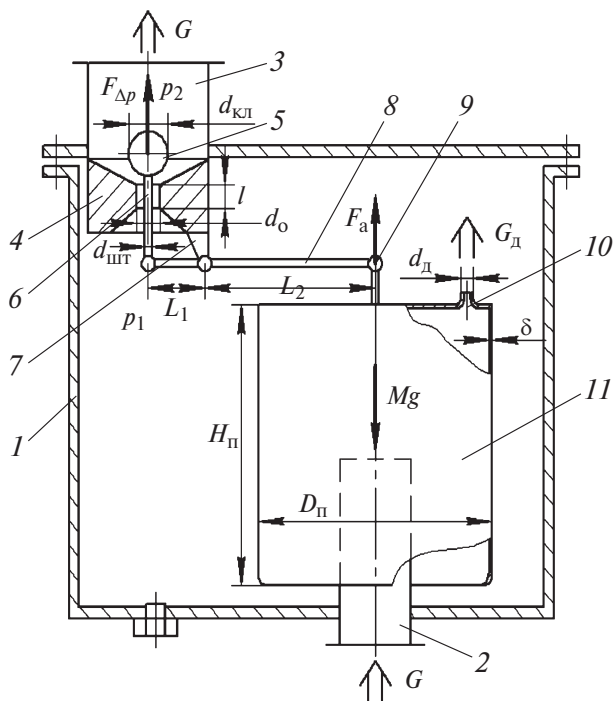


Рис. 1. Расчетная схема конденсатоотводчика с открытым снизу поплавком:

1 — корпус; 2 и 3 — впускной и выпускной патрубки; 4 — затворный (клапанный) узел; 5 — шаровой клапан; 6 — шток клапана; 7 — опора; 8 — рычаг; 9 — шарниры; 10 — дренажное отверстие; 11 — поплавок

в новом конденсатоотводчике данные силы действуют на клапан в одном направлении. Давление обычно велико, поэтому вес поплавка практически не влияет на эффективность функционирования конденсатоотводчика. Поплавок не испытывает механической нагрузки от давления окружающей среды и может выполняться с минимально возможным по условиям прочности весом из не подверженной коррозии термостойкой пластмассы, например поликарбонатов, имеющих плотность 1740 кг/м^3 , допустимую рабочую температуру $210 \text{ }^\circ\text{C}$ и высокую прочность.

В инверсном клапанном узле применен шаровой клапан, который хорошо самоцентрируется и не заклинивается в конусном седле при угле конуса более 60° , обеспечивая плотное закрытие затвора [4]. Как показывает практика, при скорости конденсата в самом узком сечении клапанного узла до $15 - 20 \text{ м/с}$ эрозионный износ элементов узла незначителен. Ввиду небольшой поверхности контакта клапана и седла клапанный узел легко самоочищается и быстро прирабатывается в процессе эксплуатации.

Шток клапана свободно перемещается в клапанном отверстии, что способствует самоочистке и незасоряемости отверстия. Диаметр штока можно выбирать в интервале $d_{шт} =$

$= 2 \div 3 \text{ мм}$. Расчеты показывают, что выполненный из легированной стали шток диаметром $d_{шт} = 2 \text{ мм}$ выдерживает разрывное усилие до 44 кг , что обычно не превышает нагрузки в реальных условиях работы конденсатоотводчиков.

Функционирует конденсатоотводчик следующим образом. В исходном состоянии поплавок находится в нижнем положении, клапанный узел — в положении “открыто”. Уровень конденсата в корпусе совпадает с выходным сечением впускного патрубка. Обечайка поплавка нижней частью погружена в конденсат. Таким образом, полости поплавка и корпуса разобщены гидравлическим затвором, который сохраняется во всех режимах работы конденсатоотводчика.

При поступлении из впускного патрубка конденсата он заполняет через гидрозатвор корпус и далее проходит через открытый клапанный узел в конденсатопровод. Выпуск конденсата осуществляется при любых, в том числе и весьма малых значениях $\Delta p = p_1 - p_2$, где p_1 и p_2 — давления в корпусе конденсатоотводчика и в выпускном патрубке за клапанным узлом. Если вместе с конденсатом поступает пар, то он накапливается в объеме поплавка, вытесняя оттуда конденсат. Под действием подъемной архимедовой силы поплавок всплывает, клапан садится на седло, и выпуск конденсата прекращается. Через определенное время пар в объеме поплавка частично сконденсируется, частично выйдет через дренажное отверстие в крышке, и поплавок опустится, вновь открывая клапанный узел для выпуска конденсата. Работая в таком циклическом режиме, конденсатоотводчик порционно пропускает конденсат.

Цикличность работы конденсатоотводчика может быть сведена на нет, и будет обеспечен постоянный режим выпуска конденсата, если размеры клапанного отверстия соответствуют расчетным для номинального равномерного во времени расхода выпускаемого потока при постоянном его давлении.

Дренажное отверстие в крышке поплавка служит для выпуска неконденсирующихся газов и пара. Из-за отсутствия перепада давления в дренажном отверстии проход через него газопаровой среды весьма мал и не приводит к заметным потерям с пролетным паром. Расчеты показывают, что при максимально возможном перепаде давления в дренажном отверстии диаметром $d_{д} = 2 \text{ мм}$, определяемом высотой столба конденсата, равной высоте поплавка (например, $H_{п} = 0,1 \text{ м}$), расход пара через отверстие $G_{д}^{max} \approx 0,5 \text{ кг/ч}$.

Не учитывая из-за относительной малости вес рычага, штоков, клапана и силу трения в шарнирах, запишем баланс моментов сил в системе “клапан — шток — рычаг — поплавок” относительно неподвижной точки опоры (см. рис. 1) в виде:

$$F_{\Delta p}L_1 + MgL_2 = F_aL_2, \quad (1)$$

где $F_{\Delta p}$ — давление; F_a — выталкивающая поплавок архимедова сила; L_1 и L_2 — длины короткого и длинного плеч рычага; M — масса поплавка; g — ускорение свободного падения; Mg — вес поплавка.

При закрытом клапане

$$F_{\Delta p_3} = 0,785d_o^2(p_1 - p_2), \quad (2)$$

где d_o — диаметр клапанного отверстия.

С учетом архимедовой силы

$$Mg = \pi D_{\Pi}^2(0,25 + n)\delta(\rho_M - \rho)g, \quad (3)$$

где $n = H_{\Pi}/D_{\Pi}$; H_{Π} и D_{Π} — высота и диаметр поплавка; ρ_M — плотность материала поплавка; ρ — плотность среды, окружающей поплавок.

Максимальное значение архимедовой силы, соответствующее полному заполнению паром объема поплавка,

$$F_a = 0,785gnD_{\Pi}^3(\rho' - \rho''), \quad (4)$$

где ρ' и ρ'' — плотности конденсата и пара.

Уравнение (1) с учетом выражений (2)–(4) позволяет получить формулу для расчета максимально допустимого перепада давления в клапанном узле:

$$\Delta p_{max} = g \frac{L_2}{L_1} \left(\frac{D_{\Pi}}{d_o} \right)^2 [nD_{\Pi}(\rho' - \rho'') - 4(0,25 + n)\delta(\rho_M - \rho')]. \quad (5)$$

Значение Δp_{max} , рассчитанное по формуле (5), определяет верхнюю границу рабочего диапазона перепадов давления в конденсаторо-отводчике. При превышении этого значения и заполнении всего объема поплавок паром выталкивающей поплавок архимедовой силы будет недостаточно для закрытия клапанного узла. В этом случае нарушится гидравлический затвор, пар из полости поплавка будет переходить в корпус и далее — в открытый клапанный узел. Следовательно, для недопущения потерь с пролетным паром должно выполняться условие

$$\Delta p = p_1 - p_2 \leq \Delta p_{max}. \quad (6)$$

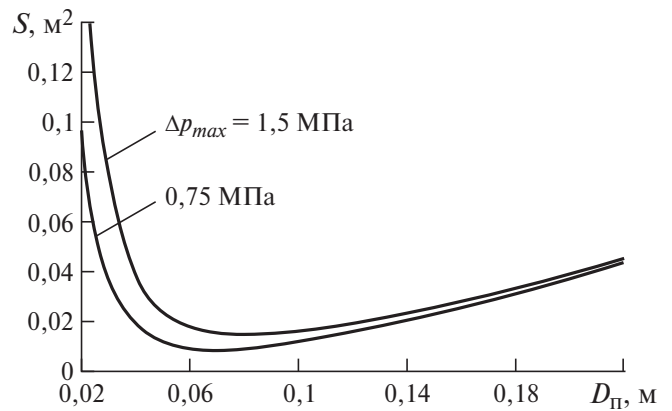


Рис. 2. Зависимости функционала S от диаметра поплавка D_{Π} : $L_1 = 0,008$ м; $d_o = 0,005$ м; $\rho_M = 1740$ кг/м³; $n = 1,5$; $\delta = 0,5$ мм

Поставим задачу определения оптимального соотношения между L_2 и D_{Π} , соответствующего минимальному объему корпуса конденсаторо-отводчика. Для этого нужно минимизировать площадь S прямоугольника шириной $b_{\Pi} = L_2 + 0,5D_{\Pi}$ и высотой $h = H_{\Pi} + 0,01$, где $0,01$ — принятая длина штока поплавка, м. Таким образом, решение задачи сводится к поиску минимума функционала

$$S = D_{\Pi}^2 + \frac{0,01}{n}D_{\Pi} + \left(2D_{\Pi} + \frac{0,02}{n} \right)L_2. \quad (7)$$

Запишем формулу (5) относительно длины плеча рычага L_2 и полученное выражение подставим в формулу (7). В результате получим:

$$S = D_{\Pi}^2 + \frac{0,01}{n}D_{\Pi} + \frac{\Delta p_{max}L_1d_o^2(2D_{\Pi} + 0,02/n)}{gD_{\Pi}^2[nD_{\Pi}(\rho' - \rho'') - 4(0,25 + n)\delta(\rho_M - \rho')]} \quad (8)$$

Расчеты по выражению (8) показывают, что функционал S имеет минимум, смещающийся в сторону меньших D_{Π} при понижении Δp_{max} (рис. 2).

Продифференцировав выражение (8), из условия $dS/dD_{\Pi} = 0$ получим уравнение для определения оптимального значения диаметра поплавка:

$$D_{\Pi, \text{опт}} = \left\{ \frac{a}{bD_{\Pi} - c} \left[\left(D_{\Pi} - \frac{0,01}{n} \right) \frac{3bD_{\Pi} - 2c}{D_{\Pi}(bD_{\Pi} - c)} - 1 \right] - \frac{0,005}{n}D_{\Pi} \right\}^{0,333}, \quad (9)$$

где $a = \Delta p_{max}L_1d_o^2/g$; $b = n(\rho' - \rho'')$; $c = 4(0,25 + n)\delta(\rho_M - \rho')$.

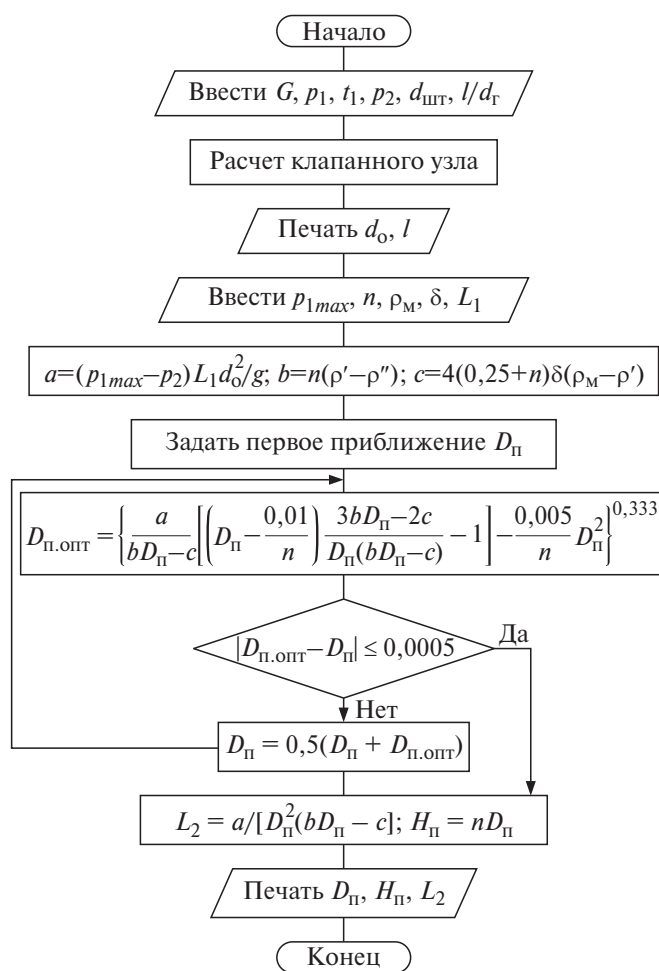


Рис. 3. Блок-схема расчета конденсатоотводчика с открытым снизу поплавком

Трансцендентное уравнение (9) решается методом итераций.

Совокупность выражений (1) – (9), составляющих математическую модель конденсатоотводчика, позволяет определить D_{Π} , H_{Π} и L_2 . Конструктивные параметры инверсного клапанного узла конденсатоотводчика при заданных расходе конденсата G , его давлениях p_1 , p_2 и температуре на входе t_1 , отношении длины l клапанного отверстия к его гидравлическому диаметру $d_{\Gamma} = d_0 - d_{шт}$ (рекомендуется принимать $l/d_{\Gamma} = 1,5$) рассчитывают с использованием соотношений, приведенных в [5]. Алгоритм расчета оптимизированного конденсатоотводчика представлен в виде блок-схемы на рис. 3. Характерные результаты расчетов по данному алгоритму приведены на рис. 4.

Область, заключенная между осью абсцисс и кривой $\Delta p_{max} = f(D_{\Pi})$ на рис. 4, является рабочей областью конденсатоотводчика. Превышение Δp сверх Δp_{max} приводит к пропуску пролетного пара. Расширить рабочую область, т. е. увеличить Δp_{max} при фиксиро-

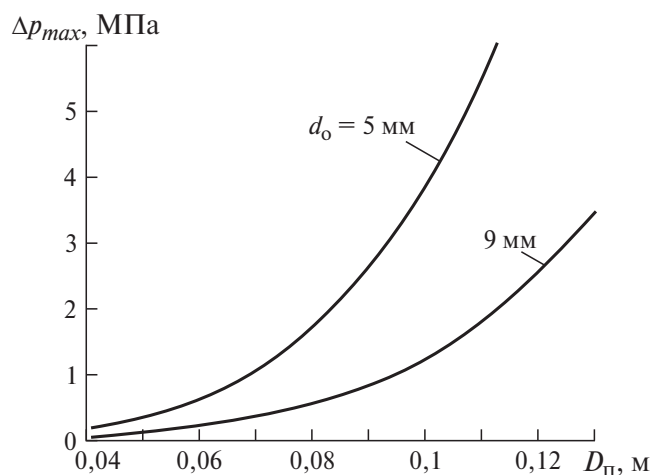


Рис. 4. Зависимости Δp_{max} от D_{Π} :
 $L_1 = 0,008$ м; $n = 1,5$; $\rho_M = 1740$ кг/м³; $\delta = 0,5$ мм

ванном значении D_{Π} , наиболее просто путем увеличения длины L_2 плеча рычага сверх расчетной. Из рис. 4 следует, что для обычных режимных условий работы размеры поплавка малы, что позволяет выполнять конденсатоотводчик компактным. Например, при $\Delta p_{max} = 1$ МПа и $d_0 = 5$ мм поплавок должен иметь диаметр $D_{\Pi} = 70$ мм и высоту $H_{\Pi} = 105$ мм при $n = 1,5$ (рекомендуемое значение отношения H_{Π}/D_{Π}).

Таким образом, применение инверсного клапанного узла в конденсатоотводчиках с открытым снизу поплавком [2] обеспечивает их высокую компактность и малую металлоемкость. Промышленные испытания конденсатоотводчиков с инверсным клапаным узлом показали [5] их надежную и эффективную работу при продолжительной эксплуатации.

Список литературы

1. Баранов А. А., Рябцев Н. И. Энергосберегающие мероприятия в системах парoisпользования промышленных предприятий. — Электронный журнал энергосервисной компании “Экологические системы”, 2002, № 2 (<http://www.abok.ru/for-spec/articles.php/nid=151>).
2. Патент 2387918 (RU). МПК F16 T 1/30. Конденсатоотводчик Печенегова / Ю. Я. Печенегов. — Полезные модели, изобретения, 2010, № 12.
3. Мозырев В. В. Конденсатоотводчики: конструкция, применение, рынок. — Арматуростроение, 2007, № 6 (51).
4. Соколов М. В., Гуревич А. Л. Автоматическое дозирование жидких сред. — Л.: Химия, 1987.
5. Печенегов Ю. Я., Косов А. В. Результаты промышленных испытаний нового конденсатоотводчика с толстостенным закрытым поплавком и инверсным клапаным узлом. — Промышленная энергетика, 2012, № 6.