КГЭУ
ЛЕТ ДВИЖЕНИЯ ВПЕРЕД

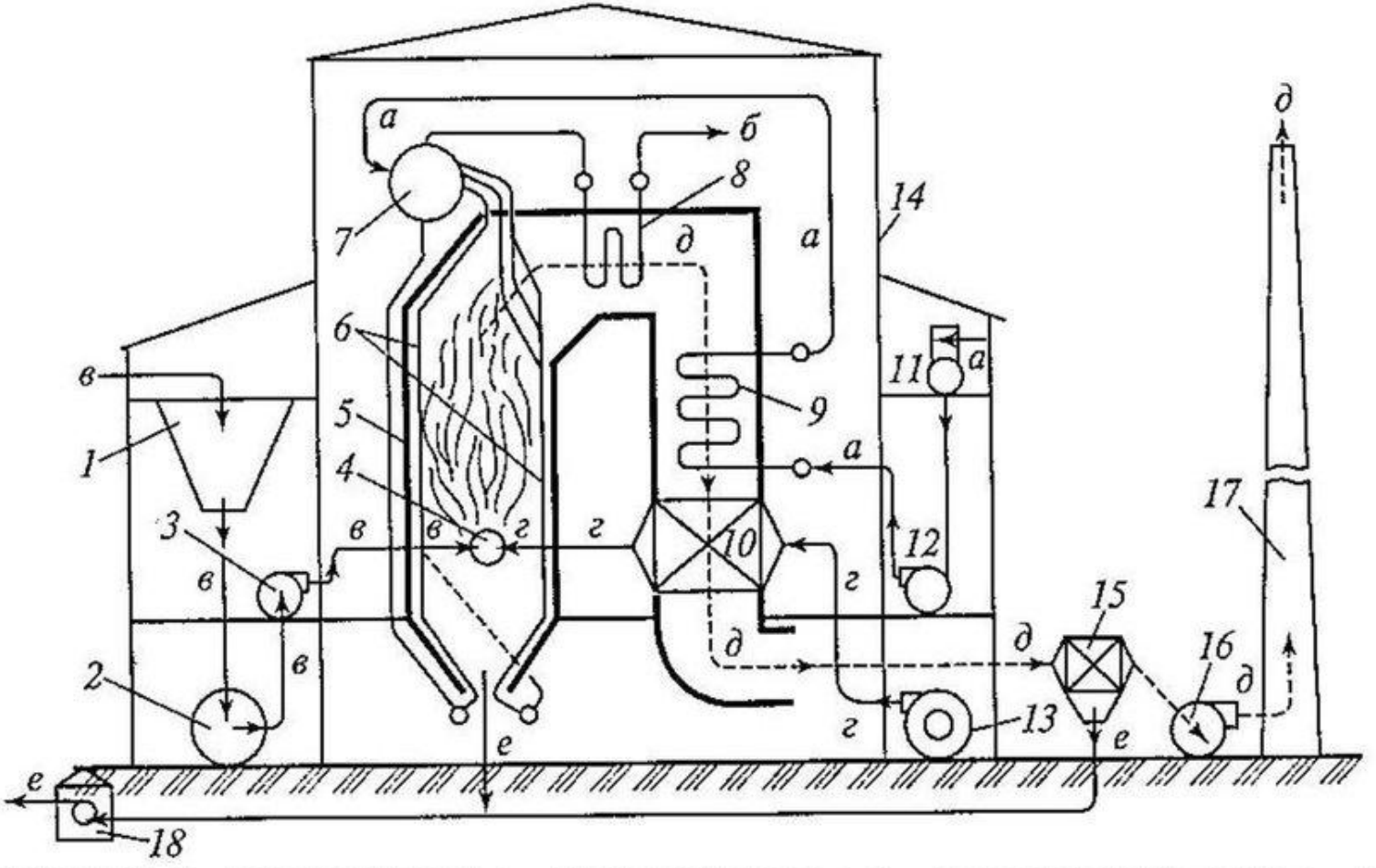
КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Лекция №9,10 Тема: «Энергосбережение в котельных установках и парогенераторах»

Зав. Каф. д.т.н., профессор, директор департамента НО:

Ильин В.К.

Технологическая схема котла



а – водяной тракт; *б* – перегретый пар; *в* – топливный тракт; *г, д* – газо-воздушный тракт; *е* – путь золы и шлака; *1* – бункер топлива; *2* – мельница; *3* – мельничный вентилятор; *4* – горелка; *5* – контур топки и газоходов КА; *6* – экраны топки; *7* – барабан; *8* – пароперегреватель; *9* – водяной экономайзер; 10 – воздухоподогреватель; 11 – бак воды деаэратора; 12 – питательный насос; 13 – дутьевой вентилятор; 14 – контур здания котельной; 15 – золоулавливатель; 16 – дымосос; 17 – дымовая труба; 18 – насос золошлакоудаления

Основное понятие о котельном агрегате

Основные элементы котельной установки – котел, топочное устройство (топка), питательные и тягодутьевые устройства.

Топочное устройство служит для сжигания топлива и превращения его химической энергии в тепло нагретых газов.

Питательные устройства (насосы, инжекторы) предназначены для подачи воды в котел.

Тягодутьевое устройство состоит из дутьевых вентиляторов, системы газовоздуховодов, дымососов и дымовой трубы, с помощью которых обеспечиваются подача необходимого количества воздуха в топку и движение продуктов сгорания по газоходам котла, а также удаление их в атмосферу.

Вспомогательные элементы (в основном современные КА): водяной экономайзер и воздухоподогреватель, приборы теплового контроля и средства автоматизации.

При сжигании твердого топлива в котельных, имеются **системы шлако- и золоудаления** для удаления очаговых остатков топлива, а также золоуловители – отделяющие золу из дымовых газов.

Основные элементы паровых и водогрейных котлов

Топочная камера (топка), ограничена фронтальной, задней, боковыми стенами, подом и сводом в которой во взвешенном состоянии сжигается органическое топливо и создается наиболее высокая температура продуктов сгорания. Тепловоспринимающие поверхности в виде труб (топочные экраны) расположены на ограждающих камеру стенах из огнеупорных материалов и получают теплоту из газового объема за счет радиации или горящего факела (радиационный теплообмен).

Пароперегреватели

Получение перегретого пара из сухого насыщенного осуществляется в пароперегревателе.

Горизонтальный газоход

В объеме этого газохода располагаются поверхности пароперегревателя, в которых происходит радиационно - конвективный (на выходе из топки), и конвективный теплообмен между газовыми продуктами сгорания (газами) и рабочей средой внутри труб.

Конвективная шахта

Объем шахты заполнен плотными пакетами поверхностей промежуточного пароперегревателя и экономайзера; Вид теплообмена конвективный.

Водяной экономайзер (ВЭ).

В экономайзере питательная вода перед подачей в котел подогревается дымовыми газами за счет использования теплоты продуктов сгорания топлива. **Экономайзеры** подразделяют на два типа — некипящие и кипящие.

В некипящих экономайзерах подогрев воды ведут до температуры на 20 °С ниже температуры насыщенного пара в паровом котле.

В кипящих экономайзерах происходит не только подогрев воды, но и частичное (до 15 %) ее испарение.

Барабаны паровых котлов.

-разделение пароводяной смеси, поступающей из подъемных обогреваемых труб, на пар и воду и сбор пара;

-прием питательной воды из водяного экономайзера либо непосредственно из питательной магистрали;

-внутрикотловая обработка воды (термическое и химическое умягчение воды);

-непрерывная продувка;

-осушка пара от капелек котловой воды;

-промывка пара от растворенных в нем солей;

-защита от превышения давления пара.

Воздухоподогреватель

В котельных агрегатах воздухоподогреватель уменьшает потери теплоты с уходящими газами. При использовании подогретого воздуха повышается температура горения топлива, интенсифицируется процесс сжигания, повышается коэффициент полезного действия котельного агрегата. Продукты сгорания после воздухоподогревателя называются уходящими газами, их температура составляет 120…160°С. **Дальнейшая утилизация теплоты продуктов сгорания в рамках котельной технологии становится экономически нецелесообразной.**

Температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от способа сжигания и вида топлива: природный газа и мазут - 200...250 °С, пылеугольное сжигания твердое топливо — 300...420°С.

По принципу действия **воздухоподогреватели разделяют на рекуперативные и регенеративные.**

Гарнитура котла.

Устройства, позволяющие безопасно обслуживать топочную камеру, газоходы котельного агрегата и газовоздушный тракт. К ней относят: топочные дверцы и лазы в обмуровке; смотровые; лючки для обдувки, взрывной предохранительный клапан; и т.д.

В топочном устройстве котла химическая энергия *топлива* в процессе горения преобразуется в энтальпию нагретых *продуктов сгорания (дымовых газов, водяных паров),* от которых передаётся пароводяному теплоносителю путём теплоотдачи к поверхностям нагрева и частично теряется.

Эффективность использования топлива в котельном агрегате определяется в основном темя факторами:

- ***полнотой процесса сгорания топлива;***
- ***глубиной охлаждения продуктов сгорания;***
- ***использованием скрытой теплоты парообразования.***

Бóльшая часть *располагаемой теплоты*, вносимой в котельный агрегат (теплота сгорания топлива, физическая теплота топлива, воздуха, иногда – пара), воспринимается поверхностями нагрева и передается нагреваемому рабочему телу (вода, пар).

Это – *полезно использованная теплота* Q_1 (кДж/кг), за счет которой производятся:

- *в водогрейном котле*
  - подогрев сетевой воды от $t_{х.в.}$ до $t_{г.в.}$
- *в паровом котле*
  - подогрев питательной воды до т-ры насыщения,
  - испарение воды
  - и перегрев пара до $t_{пп}$.

Остальная часть ***располагаемой теплоты*** (от 5–7 % в мощных котлоагрегатах, до 15–20 % в котлах малой мощности) теряется вследствие ***потерь тепла***, сопутствующих работе котельного агрегата.

Распределение вносимого в котельный агрегат тепла на *полезно используемое* и отдельные потери описывется уравнением ***теплового баланса*** котельного агрегата.

В общем виде уравнение теплового баланса при установившемся режиме работы записывается следующим образом

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

- Q_p^p – располагаемое (подводимое) тепло на 1 кг *рабочего* твердого/жидкого топлива , кДж/кг (или на 1 м^3 *сухого* газообразного топлива, кДж/м^3)
- Q_1 – полезно использованное тепло, кДж/кг (кДж/м^3)
- Q_2 - потери тепла с уходящими газами, кДж/кг (кДж/м^3)
- Q_3 – потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг
- Q_4 – потери тепла от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг
- Q_5 – потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата, кДж/кг (кДж/м^3)
- Q_6 – потери с физическим теплом шлаков, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса обычно относится к величине *располагаемого тепла* (*нормируется на* Q_p^p) и выражается в процентах

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%$$

или долях:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 1$$

Отношение полезно использованного тепла Q_1 к располагаемому Q_p^p представляет собой ***коэффициент полезного действия (КПД) брутто*** котельного агрегата

$$\eta_к = q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100\%$$

КПД к.а. *брутто* не учитывает затраты энергии *на собственные нужды (с.н.)* котельного агрегата (эл. энергия на привод насосов, вентиляторов, дымососов, размол топлива; тепловая энергия на *паровую обдувку* поверхностей нагрева и *с продувочной водой* (*на продувку*).

Коэффициент полезного действия котельного агрегата с учетом расхода электроэнергии и тепла *на с.н.* называют ***КПД к.а. нетто***:

$$\eta_к^н = \eta_к - q_{с.н.}$$

Непрерывная продувка

Для предотвращения накопления *растворимых солей* (в основном натриевых) и *шлама* в *котловой воде* из циркуляционного контура непрерывно отводится (*продувается*) часть воды.

Величина ***непрерывной продувки,*** которая зависит от чистоты питательной воды и допустимой концентрации солей в циркуляционном контуре, составляет обычно **0.5–2.0 %** от паровой производительности котла ($D_{пе}$).

- Шлам – твердая накипь (в основном $CaCO_3$, может быть $MgSiO_3$ и другие соединения магния, $Mg(OH)_2$ – прикипающий шлам).
- Обдувка – удаление золы с поверхностей нагрева струёй пара.

КПД котла брутто может быть рассчитан ***по обратному балансу*** путём вычитания суммарных тепловых потерь из располагаемой теплоты (в относительном виде)

$$\eta_к = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \%$$

Расчёт ***КПД котла*** *брутто* ***по прямому балансу*** требует непосредственного **измерения** всех величин, характеризующих как подводимое *(располагаемое)* Q_p^p, так и *полезно используемое* Q_1 тепло в котельном агрегате.

$$\eta_к = \frac{Q_1}{Q_p^p} \cdot 100\ \%,$$

Располагаемая теплота $Q_р^р$ котельного агрегата может быть представлена следующим уравнением:

$$Q_р^р = Q_н^р + Q_{в.внеш} + Q_{тл} + Q_ф - Q_{карб}$$

$Q^р_н$ - *низшая теплота сгорания твердого или жидкого, кДж/кг, и кДж/м^3 сухой массы газового топлива,*

$Q_{в.внеш}$ - *теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котла до входа в воздухоподогреватель, кДж/кг или кДж/м^3,*

$Q_{тл}$ – физическая теплота (энтальпия) топлива, кДж/кг или кДж/м^3,

$Q_ф$ - теплота, вносимая паром, используемым для распыливания *мазута*, кДж/кг,

$Q_{карб} = 40.6\ CO_2^к$ – теплота (кДж/кг), расходуемая на разложение карбонатов при сжигании *сланцев* ($CO_2^к$ – содержание диоксида углерода, образующегося при разложении карбонатов, %).

При сжигании высокосернистых мазутов, углей воздух предварительно подогревают ***вне котла*** – **например, в *калориферах***

$$Q_{в.внеш.} = \alpha[H_в^0 - H_{х.в.}^0] = \alpha V^0 C'_{рв} \Delta t_в$$ *(кДж/кг, кДж/м³)*

α – коэффициент избытка воздуха.

$H_в^0, H_{х.в.}^0$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в котельный агрегат (до в/п) и холодного воздуха.

$C'_{рв}$ – средняя *объемная* изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(м³К)

Физическая теплота топлива

$$Q_{тл}^{р} = c_{р,тл}^{р} \cdot t_{тл}$$ *(кДж/кг или кДж/м³)*

$c_{р,тл}^{р}$ – теплоемкость рабочей массы топлива, кДж/(К·кг) или кДж/(К·м³)

$t_{тл}$ – температура топлива, °С

Теплоемкость мазута (раб. масса)

$$c_{р,тл}^{р} = 1.74 + 0.0025 \cdot t_{тл}$$

Теплоемкость прир.газа (сухая масса)

$c_{р,тл}^{р}$ = 1,6 кДж/(К·м³)

Количество теплоты, вносимое с паром, *используемым для распыливания мазута*

$$Q_{ф} = G_{ф}(h_{пара} - 2500)$$, кДж/кг,

$G_{ф}$ – удельный расход пара на форсунку, который обычно принимается равным 0.03–0.05 кг/кг (при номинальной нагрузке котла) и имеет давление 0.3–0.6 МПа и температуру 280–350 ºС.

$h_{пара}$ – энтальпия пара, кДж/кг.

2500 кДж/кг – *условно принимаемая* энтальпия пара, содержащегося в уходящих газах.

Полезное тепловосприятие рабочей среды в паровом котле

$$Q_к = D_п(h_{пп} - h_{пв}) + D_{пром}(h^{вых}_{пром} - h^{вх}_{пром}) + D_{пр}(h' - h_{п.в}),$$

[Дж = Вт·с]

$\boldsymbol{D_п, D_{пром}, D_{пр}}$ – паропроизводительность котла, расход пара на промежуточный перегрев и расход котловой воды на продувку, кг/с;

$h_{пп}, h', h_{п.в}$ – энтальпии перегретого пара, воды в состоянии насыщения и питательной воды, кДж/кг;

$h^{вых}_{пром}, \quad h^{вх}_{пром}$ – энтальпии пара на выходе и входе в промежуточный пароперегреватель, кДж/кг.

Полезное тепловосприятие рабочей среды в водогрейном котле

$$Q_к = G_в (h_{г.в} - h_{х.в}) \ , \qquad \text{Дж = Вт·с}$$

$\boldsymbol{G_в}$ – расход воды через водогрейный котёл, кг/с

$h_{х.в}, h_{г.в}$ – энтальпии холодной и горячей воды (на входе и выходе водогрейного котла), кДж/кг

$$h_{х.в} = (h_p)_{х.в}, \; c_{г.в} = (\ _p)_{г.в}$$

РАСХОД ТОПЛИВА НА КОТЁЛ

$$B = \frac{Q_к}{\eta_к Q_р^р}, \quad \frac{\text{кВт}}{\text{кДж/кг}} = \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

где КПД котла брутто по обратному балансу

$$\eta_к = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \%$$

Расчетный расход *твёрдого топлива*

Вследствие ***механической неполноты*** сгорания *не все топливо, поступающее в топку*, полностью сгорает, что приводит к уменьшению количества газов – продуктов сгорания.

Так как расчётные объёмы и энтальпии продуктов сгорания отнесены к 1 кг рабочего топлива, то для учета механического недожога *условно полагают*, что в топку поступает несколько меньшее количество топлива, т.е. тепловой расчет производят по ***расчетному расходу топлива***

$$B_p = B(1 - \frac{q_4}{100}).$$

(Влиянием *химической* неполноты сгорания пренебрегают).

Потери теплоты с уходящими газами

В тепловом балансе котельного агрегата наибольшей является потеря теплоты с уходящими газами q_2, составляющая 4–8 % располагаемого тепла.

Относительная потеря теплоты с уходящими газами

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100, \%$$

абсолютная

$$Q_2 = (H_г - \alpha_{ух} H^0_{х.в.})(100 - q_4),$$ кДж/кг или кДж/м^3

Т.к. воздух, поступающий в котлоагрегат, вносит в топку свою физическую теплоту, потерю тепла с уходящими газами определяют по разности энтальпий продуктов сгорания и холодного воздуха за котлом (30 °С).

$H_г$, $H^0_{х.в.}$ энтальпия ***действительного*** объёма уходящих газов и ***теоретического*** объёма холодного воздуха, кДж/кг или кДж/м^3.

$\alpha_{ух}$ – коэффициент избытка воздуха *в уходящих газах*.

$$\alpha_{ух} = \alpha_т + \Delta\alpha_{присосов}$$

Так как теплоемкости основных компонентов дымовых газов различны, то их энтальпии при температуре ϑ °С подсчитываются отдельно

$$H_{г,i} = V_i C_i \vartheta$$

2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлив энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг или кДж/м^3, при расчетной температуре ϑ, °С, определяют по формулам:

$$H_{\text{в}}^0 = V_{\text{в}}^0 c_{\text{в}} \vartheta; \tag{2.16}$$

$$H_{\text{г}}^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O} + V_{N_2}^0 c_{N_2}) \vartheta. \tag{2.17}$$

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1) H_{\text{в}}^0 + H_{\text{зл}}. \tag{2.18}$$

В приведенных формулах: $c_{\text{в}}$, c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2} — теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м^3·К), их значения приведены в табл. 2.2; $H_{\text{зл}}$ — энтальпия золы:

$$H_{\text{зл}} = 0{,}01 a_{\text{ун}} A^{\text{р}} c_{\text{зл}} \vartheta, \tag{2.19}$$

где $c_{\text{зл}}$ — теплоемкость золы, кДж/(кг·К), приведена в табл. 2.2.

он же – теплоемкость ит. д

Таблица 2.2. Средние теплоемкости воздуха, газов, водяных паров и золы в интервале температур от 0 до ϑ °С, кДж/(м³·К) $\bar{c} = (c_2 t_2 - c_1 t_1)/(t_2 - t_1)$

ϑ	$c_в$	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$	ϑ	$c_в$	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{H_2O}	$c_{зл}$
100	1,32	1,70	1,30	1,49	0,81	1300	1,47	2,28	1,43	1,80	1,04
300	1,34	1,86	1,31	1,54	0,88	1500	1,49	2,33	1,44	1,85	1,16
500	1,37	1,98	1,33	1,59	0,92	1700	1,50	2,37	1,46	1,90	1,21
700	1,40	2,08	1,35	1,64	0,95	1900	1,52	2,41	1,47	1,94	1,23
900	1,43	2,17	1,38	1,69	0,97	2100	1,54	2,44	1,48	1,98	1,26
1100	1,46	2,23	1,41	1,74	1,0	2300	1,55	2,46	1,50	2,02	—

$C_{зл}$ – удельная (массовая) теплоёмкость золы, кДж/(кг.К)

Средняя объемная изобарная теплоемкость воздуха и продуктов полного сгорания кДж/(м^{3}К)

t,°C	C_{CO_2}	C_{N_2}	C_{O_2}	C_{H_2O}	$C_{воздуха}$	
					сухого	влажного
0	1,603	1,293	1,306	1,494	1,297	1,319
100	1,704	1,296	1,217	1,505	1,300	1,324
200	1,791	1,299	1,335	1,521	1,307	1,332
300	1,867	1,308	1,356	1,541	1,316	1,342
400	1,934	1,316	1,377	1,577	1,328	1,355
500	1,993	1,328	1,398	1,588	1,341	1,368
600	2,046	1,34	1,417	1,614	1,355	1,383
700	2,094	1,354	1,434	1,639	1,369	1,397
800	2,136	1,367	1,45	1,666	1,383	1,411
900	2,175	1,379	1,465	1,693	1,396	1,425
1000	2,209	1,392	1,478	1,721	1,408	1,437

Энтальпия действительного объёма продуктов сгорания

$$H_г = H_г^0 + (\alpha_{ух} - 1)H_в^0 + H_{\Delta V_{H_2O}} + H_{золы}$$

(кДж/кг или кДж/м^3).

Энтальпия *теоретического* объема газов при температуре ϑ °С

$$H_г^0 = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2}^0 C_{N_2} + V_{H_2O}^0 C_{H_2O})\vartheta$$

$C_{RO_2}, C_{N_2}, C_{H_2O}$ (кДж/м^{3}К) – *объёмные* теплоемкости при постоянном давлении трехатомных газов (CO_2), азота, водяных паров, воздуха при данной температуре (°С).

Энтальпия теоретически необходимого воздуха

$$H_{в}^{0} = V_{в}^{0} C_{в} \vartheta$$ кДж/кг или кДж/м^3.

Энтальпия дополнительного объема водяных паров в избыточном воздухе

$$H_{\Delta V_{H_2O}} = 0.0161(\alpha - 1) V_{H_2O}^{0} \vartheta$$ кДж/кг или кДж/м^3

Величина $H_{\Delta V_{H_2O}}$ мала даже для высококалорийных топлив, и ею обычно пренебрегают.

Энтальпия золы

$$H_{золы} = a_{ун} \frac{A^p}{100} c_з \vartheta \qquad \text{кДж/кг}$$

$a_{ун}$ – доля золы, уносимой газами из топки.

Энтальпия летучей золы невелика по сравнению с другими составляющими энтальпии газов. Поэтому ее следует учитывать лишь в том случае, когда *приведённая величина уноса золы*

$$a_{ун} A^n = a_{ун} \frac{A^p}{Q_н^p} > 1.4 \frac{\%_o \cdot кг}{МДж}, \quad [Q_н^p] = МДж / кг$$

Реальные объемы дымовых газов меньше расчетных вследствие механической неполноты сгорания топлива. Поэтому разность энтальпий продуктов сгорания и холодного воздуха уменьшается на величину q_4.

С повышением температуры уходящих газов потери тепла увеличиваются. При росте температуры уходящих газов на 12-16 ^{0}С q_2 повышаются примерно на 1 %. Поэтому желательно иметь возможно более низкую температуру дымовых газов, покидающих котельный агрегат.

Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения конвективных поверхностей нагрева и гидравлического сопротивления газоходов.

Оптимальные значения температуры уходящих газов для различных топлив устанавливаются на основании технико-экономических расчетов, сравнивающих стоимость дополнительных поверхностей нагрева и увеличение затрат на собственные нужды котельных агрегатов с получаемой экономией топлива.

Обычно для больших энергетических котлов температура уходящих газов 110-150 ^{0} С.

Рекомендуемые температуры уходящих газов, °С

$$W^{п} = \frac{W^{р}}{Q_{н}^{р}}, \frac{\%\cdot кг}{МДж}$$

При сжигании твердых топлив

Топливо, приведенная влажность, %·кг/МДж	Среднее давление $p=4\div6$ МПа, $t_{п.в}=150$ °С	Высокое давление		Сверхкритическое давление $p=25{,}5$ МПа, $t_{п.в}=270$ °С
		$p=3\div12$ МПа, $t_{п.в}=215$ °С	$p=14\div18$ МПа, $t_{п.в}=230$ °С	
Сухое, $W^{п}\leqslant0{,}7$	110—120	120—130	120—130	130—140
Влажное, $W^{п}=1\div5$	120—130	140—150	140—150	150—160
Сильновлажное, $W^{п}>5$	130—140	160—170	160—170	170—180

При сжигании мазута и природного газа

Топливо	$\vartheta_{ух}$, °С
Мазут:	
высокосернистый, $S^{р}>2{,}0$ %	150—160
сернистый, $S^{р}=0{,}5\div2{,}0$ %	130—140
малосернистый, $S^{р}<0{,}5$ %	120—130
Природный газ	120—130

Ограничения температуры уходящих газов снизу

Избежать коррозии поверхности нагрева воздухоподогревателя (без специальных мер защиты) можно, если температура его металлической стенки будет примерно на 10 К выше температуры точки росы.

Для парогенераторов производительностью свыше 75 т/ч среднего и высокого давления обычно принимают меньшие температуры уходящих газов, чем для парогенераторов низкого давления. Для парогенераторов низкого давления с хвостовыми поверхностями нагрева температуру уходящих газов рекомендуется принимать не менее следующих значений (°С):

Угли с приведенной влажностью $W^{п} \leqslant 0{,}7$ кг·10²/МДж и природный газ	120—130
Угли с приведенной влажностью $W^{п} = 1 \div 5$ кг·10²/МДж	140—150
Мазут	150—160
Торф и древесные отходы при установке воздухоподогревателя	170—190

Помимо температуры, большое влияние на величину потери тепла с уходящими газами оказывает объем дымовых газов, покидающих котельный агрегат.

Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке, а также присосы холодного воздуха обусловливают повышение объема уходящих газов, удаляемых в атмосферу, и их энтальпии. В результате потери тепла с уходящими газами увеличиваются.

При этом несколько интенсифицируется конвективный теплообмен и возрастает гидродинамическое сопротивление в газоходах котла.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3

Процесс сжигания топлива не всегда идет полностью до образования продуктов полного сгорания: CO_2, SO_2 и H_2O.

Иногда в дымовых газах содержатся и продукты неполного горения: CO, H_2, CH_4, тяжелые углеводороды C_mH_n.

$$CO = \frac{V_{CO}}{V_{с.г.}} \cdot 100, \%$$

RO_2 – концентрация трёхатомных газов в сухих газах (об.%);

$$RO_2 = \frac{V_{RO2}}{V_{с.г.}} \cdot 100, \%$$

Теплота, которая осталась химически связанной в газообразных продуктах неполного окисления смеси, содержащихся в дымовых газах, не используется в котельном агрегате и составляет ***потерю от химической неполноты сгорания (хим. недожога)***

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} \cdot 100, \%$$

При содержании в продуктах сгорания **только СО**

$$Q_3 = \frac{237(CO + 0.375 S_{op+к})}{RO_2 + CO} \quad \text{(кДж/кг)}.$$

где СО, RO_2 – **измеренные** газоанализатором концентрации оксида углерода и трехатомных газов в сухих газах (об.%).

В КП можно использовать паспортное значение максимальной концентрации выбросов **СО** для выбранного котла. При этом вместо **измеренных** (RO_2+СО) можно взять значение RO_2, **рассчитанное для условий полного горения**.

Объем сухих газов для твердых и жидких топлив

$$V_{с.г.} = \frac{1.866(C^p + 0.375S^p{}_{OP+K})}{RO_2 + CO + CH_4}, \text{ м}^3/\text{кг}$$

и для газообразных топлив (индекс "т" – компоненты топлива)

$$V_{с.г.} = \frac{CO_2{}^{т} + CO^{т} + \sum mC_mH_n{}^{т}}{CO_2 + CO + CH_4}, \text{ м}^3/\text{ м}^3$$

В общем случае потерю теплоты от химического недожога рассчитывают на основании данных **полного газового анализа продуктов сгорания**

$$Q_3 = V_{с.г.}(126.45 \cdot CO + 108 \cdot H_2 + 358 \cdot CH_4)(1 - \frac{q_4}{100}), \text{ кДж/кг}$$

CO, H_2, CH_4 – концентрации продуктов неполного сгорания в сухих газах (об.%)

В камерных топках при сжигании всех видов топлив величина q_3 обычно не превышает 0.5%.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива q_4

Теплота сгорания углерода, содержащегося в твердых частицах топлива, *унесённых* дымовыми газами или удаленных из топки вместе со *шлаком* и *провалом*, не используется в котельном агрегате и составляет потерю от механической неполноты сгорания топлива.

Механическая неполнота сгорания сопутствует сжиганию также *жидких и газообразных* топлив. Тяжелые углеводороды, содержащиеся в них, подвергаясь разложению, выделяют значительные количества свободного углерода в виде сажи.

Особенно сильное сажеобразование наблюдается при горении вязких мазутов.

Сажеобразование при сжигании твёрдых топлив иногда относят к потерям от химического недожога q_3.

Очаговые остатки покидают топку с провалом, шлаком и уносом. Под *провалом* понимают часть очаговых остатков, провалившуюся сквозь зазоры колосникового полотна. Часть очаговых остатков, организованно удаляемых из топки, называют шлаком. Часть очаговых остатков, которая выносится продуктами сгорания за пределы топочной камеры, называют уносом. Потеря теплоты от механической неполноты горения представляет собой сумму потерь теплоты с провалом, шлаком и уносом.

Вся зола ($A^р$), содержащаяся в топливе при слоевом сжигании, может перейти частично в провал, шлак и унос. Следовательно, если принять количество золы, введенное в топку, за 100 %, то золовой баланс топки может быть представлен уравнением

$$a_{пр} + a_{шл} + a_{ун} = 100, \qquad (4\text{-}5)$$

где $a_{пр}$, $a_{шл}$, $a_{ун}$ — доля золы топлива, перешедшая в провал, шлак, унос, %.

$$q_4 = (a_{шл+пр} \frac{Г_{шл+пр}}{100 - Г_{шл+пр}} + {}_{ун} \frac{Г_{ун}}{100 - Г_{ун}}) \frac{327 A^p}{Q_p^p}$$

$Г_{шл+пр}, Г_{ун}$ – содержание горючих в (шлаке + провале) и уносе, **%; $a_{шл+пр}$, $a_{ун}$, %**.

32700 кДж/кг – теплота сгорания горючих (углерода) в шлаке, провале и уносе; 327 = 32700/100 (перевод $a_{шл+пр}$ и $a_{ун}$ из % в доли единицы).

Для определения доли золы топлива в уносе и содержания в них горючих соединений отбирают пробы летучей золы из дымовых газов.

При сжигании твердых топлив в камерных топках величина q_4 находится в пределах **0.5—5 %**.

Механический недожог жидких и газообразных топлив существенно **меньше 0.5%** и в расчетах обычно не учитывается.

а. Расчетные характеристики слоевых топок с неподвижными колосниками

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Бурые угли			Рядовые каменные угли		Антрациты		Шахтная топка
			рядовые с умеренной зольностью и влажностью (типа челябинских)	рядовые влажные многозольные (типа подмосковных)	сортированные (типа подмосковных)	с $V^г > 25\%$	тощие	сортированные АС и АМ	АРШ	торф $W^р = 40\%$ $A^с = 10\%$
Приведенная зольность топлива	$A^п$	—	1,55	2,39	1,912	0,956	0,598	0,278	0,708	—
Энерговыделение зеркала горения	q_R	*квт/м²*	930,4	814,1	1046,7	930,4	814,1	1046,7	930,4	1279,3
Энерговыделение объема топки . .	q_V	*квт/м³*			290,8—348,9					290,8
Коэффициент избытка воздуха в топке	$\alpha_т$	—	1,4	1,4	1,35	1,4	1,4	1,3	1,5	1,4
Потери от химической неполноты сгорания [1]	q_3	%	2	3	2	5	3	2	2	2
Потери от механической неполноты сгорания . . .	q_4	%	7	11	8	7	6	7	14	2
Содержание горючих в шлаке и провале	$Г_{шл+пр}$	%	12	12	10	15	10	20	20	—
Содержание горючих в уносе . . .	$Г_{ун}$	%	15	15	15	25	45	50	55	—
Доля золы топлива в шлаке и провале	$a_{шл+пр}$	—	0,75	0,75	0,8	0,8	0,7	0,7	0,65	—
Доля золы топлива в уносе	$a_{ун}$	—	0,25	0,25	0,2	0,2	0,3	0,3	0,35	—
Давление воздуха под решеткой . .	$p_в$	*дан/м²*	98	98	98	78,4	78,4	98	98	58,8

[1] С учетом сажеобразования.

q_3 и q_4 для котлов малой мощности

Вид топок и котлов	Топливо	q_3, %	q_4, %
С неподвижной решеткой и ручным забросом топлива	Бурые угли Каменные угли Антрациты АМ и АС	2,0 2,0 1,0	8,0 7,0 10,0
Топки с пневмомеханическим забрасывателем и цепной решеткой прямого хода	Угли типа кузнецких Угли типа донецкого Бурые угли	0,5-1,0 0,5-1,0 0,5-1,0	5,5/3 6/3,5 5,5/4
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода	Каменные угли Бурые угли	0,5-1,0 0,5-1,0	5,5/3 6,5/4,5
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной решеткой	Донецкий антрацит Бурые угли типа подмосковных, бородинских Угли типа кузнецких	0,5-1,0 0,5-1,0 0,5-1,0 0,5-1,0	13,5/10 9/7,5 6/3 5,5/3
Шахтные топки с наклонной решеткой	Дрова, дробленые отходы, опилки, торф кусковой	2	2
Топки скоростного горения	Дрова, щепа, опилки	1	4/2

q_3 и q_4 для паровых котлов большой мощности

Расчетные характеристики пылеугольных (с твердым шлакоудалением) и газомазутных топок

Топливо	Допустимое тепловое напряжение топки q_v, кВт/м^3		Потери тепла от недожога, %		
			q_4		q_3
	Паропроизводительность, т/ч				
	25…35	50…75	25…35	50…75	
Каменные угли $V^{daf} \leq 25$ %	230…210	190…160	4…3	3…2	0
Каменные угли $V^{daf} > 25$ %	260…210	190…175	3…2	2…1,5	0,5
Бурые угли	290…240	210…185	2…1	1…0,5	0,5
Мазут	500	300…250	0	0	0,5
Природный газ	600	500…300	0	0	0,5

Потери теплоты от наружного охлаждения котельного агрегата

Наружные поверхности топки и газоходов, опускные и пароотводящие трубы экранов, коллекторы экранов, пароперегревателей и водяных экономайзеров, барабаны, трубопроводы, воздухопроводы и газопроводы при работе котельного агрегата всегда имеют температуру, более высокую, чем окружающая среда.

За счет конвекции (и частично излучения) происходят потери тепла этими поверхностями в окружающую среду (q_5).

Они зависят от размера и температуры его наружной поверхности, качества обмуровки и тепловой изоляции, а также от температуры окружающего воздуха.

Для котла паропроизводительностью 900 т/час потери q_5 составляют около 0.2% и уменьшаются **с ростом** мощности котла.

Потеря теплоты от наружного охлаждения парогенератора

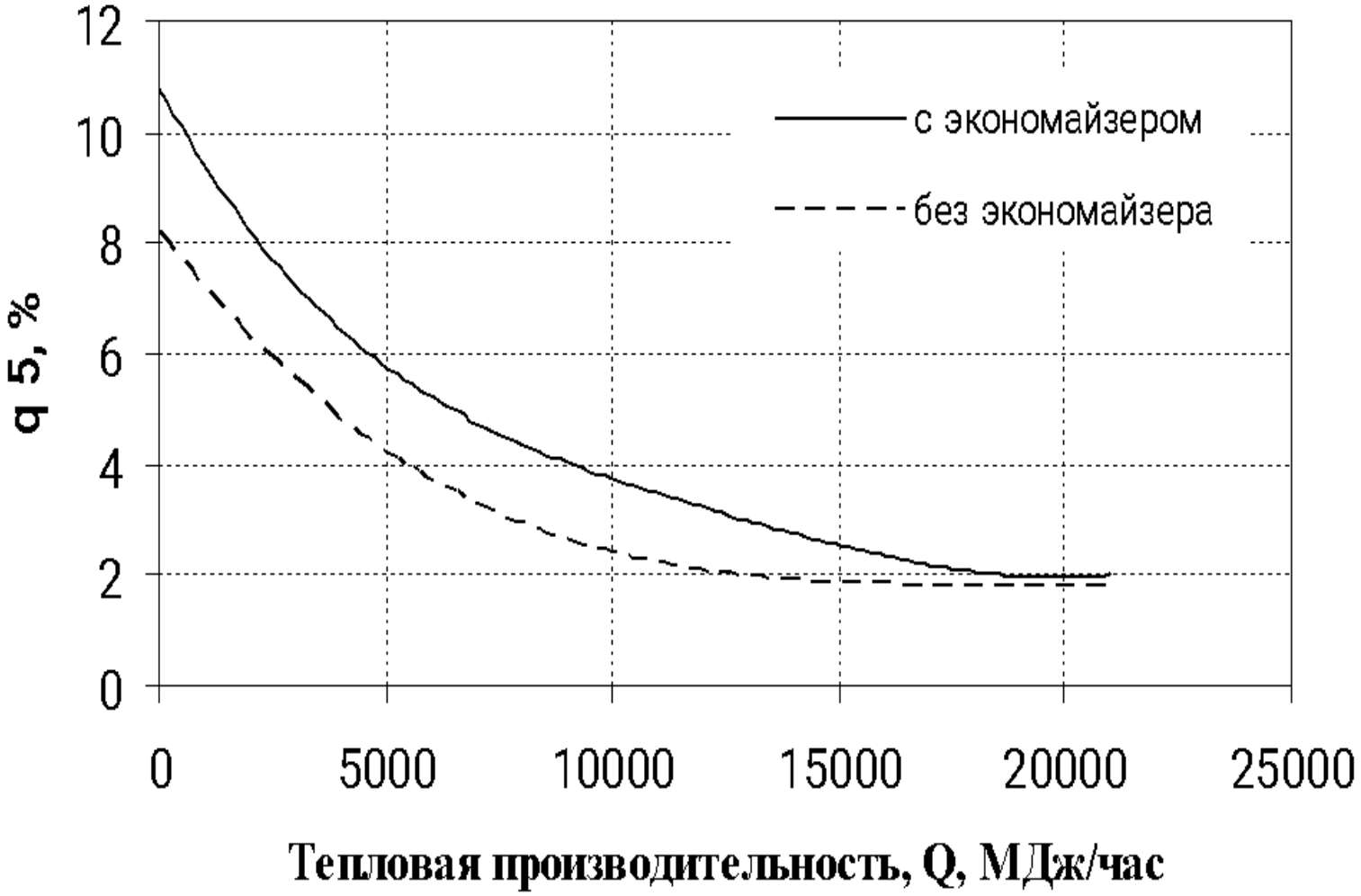
Номинальная производительность парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{5ном}$, %		Номинальная производительность парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{5ном}$, %	
	собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми поверхностями		собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми поверхностями
0,55 (2)	3,4	3,8	8,33 (30)	—	1,2
1,11 (4)	3,1	2,9	11,11 (40)	—	1,0
1,67 (6)	1,6	2,4	16,66 (6)	—	0,9
2,22 (8)	1,2	2,0	22,22 (80)	—	0,8
2,78 (10)	—	1,7	27,77 (100)	—	0,7
4 16 (15)	—	1,5	55,55 (200)	—	0,6
5,55 (20)	—	1,3	83,33 (300)	—	0,5

Таблица 4-2

Потеря теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла (ориентировочно)

Номинальная мощность котла, МВт	1	2	3	5	10	20	30	40	60	100
Потеря $q_{5\,ном}^{в.\,к}$, %	5	3	2	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

Потери от наружного охлаждения в водогрейных котлах



1 кВт = 3,6 МДж/ч

При определении количества теплоты, переданного продуктами сгорания поверхностям нагрева, учет потери тепла от наружного охлаждения производят путем введения *коэффициента сохранения тепла*

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}$$

Потеря с физической теплотой шлака

$$q_6 = \frac{A^p a_{шл} \left(C_{шл} t_{шл} \right)}{Q_p^p}, \quad a_{шл} = \left(1 - a_{ун}\right)$$

$C_{шл}, t_{шл}$ – теплоемкость и температура (°С) шлака.

В пылеугольных котлах *с сухим шлакоудалением* температура шлака невелика (600–700 °С), и величина q_6 учитывается только для топлив с приведённой зольностью

$$A^n = \frac{A^p}{Q_н^p} > 2{,}5 \frac{\%_o \cdot кг}{МДж}, \quad [\,Q_н^p\,] = МДж / кг$$

В топках *с жидким шлакоудалением* потери тепла с физическим теплом шлаков могут достигать нескольких процентов, так как температура жидкого шлака велика (до 1300–1600 °С)

Интенсификация радиационного теплообмена

- - путем увеличения адиабатической температуры горения(за счет снижения избытка воздуха);
- - подогрев воздуха;
- - увеличение температуры газов;
- - очистки экранных труб от загрязнений;
- - повышение углового коэффициента x (двухсветный экран).

Интенсификация конвективного теплообмена

- путем повышения скорости теплоносителя (продуктов сгорания) за счет уменьшения диаметра труб или канала для прохода газов;

Увеличение скорости газов лимитируется условиями надежности (золовой износ труб).

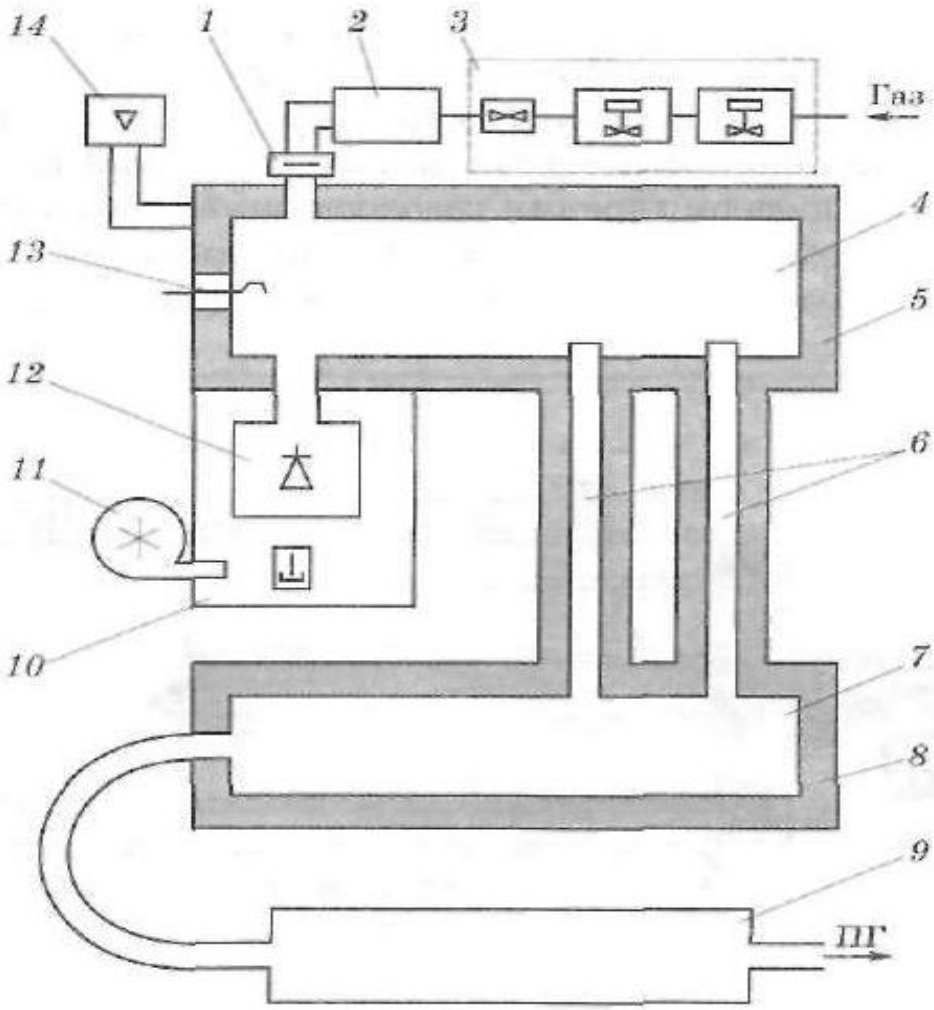
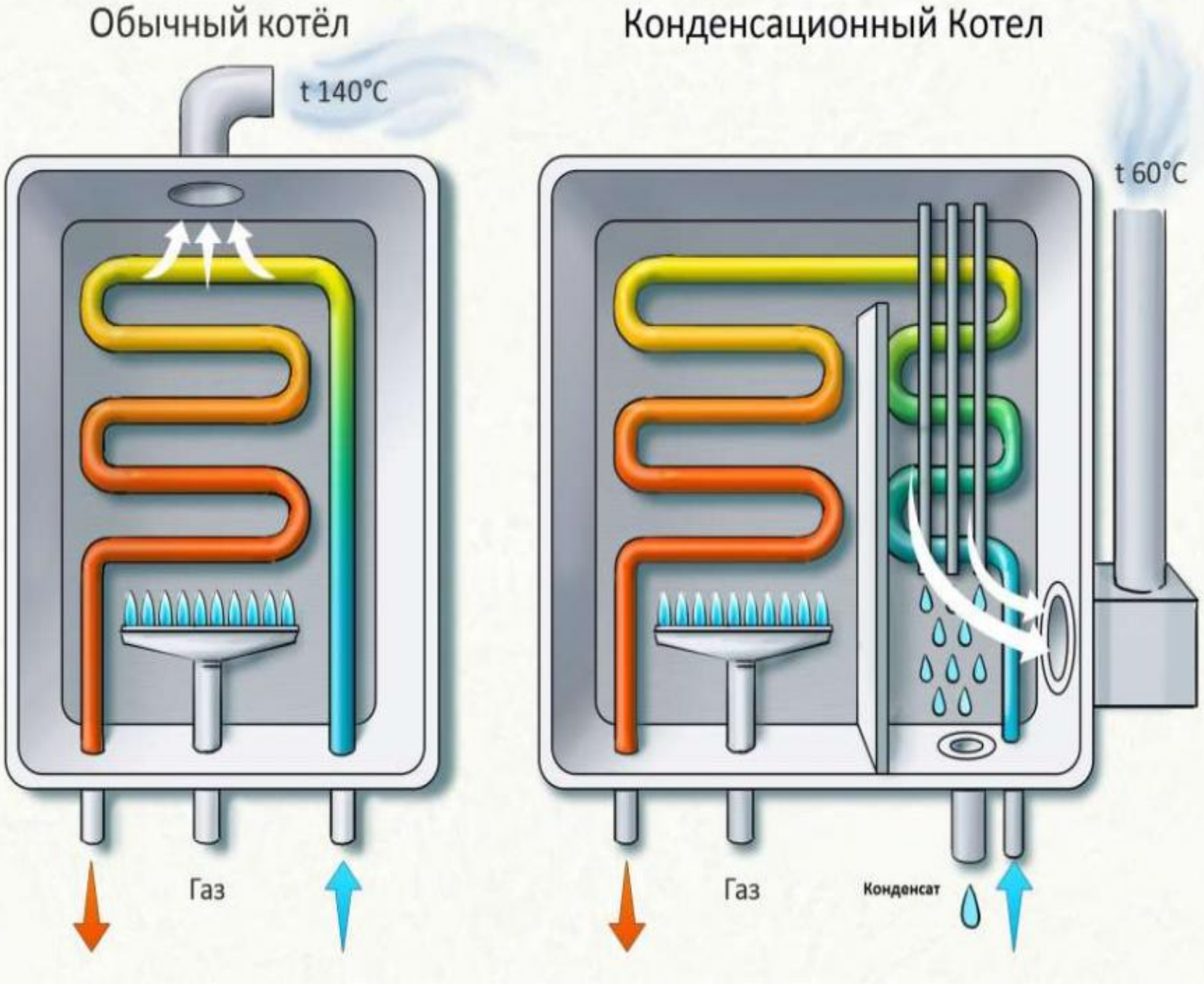


Рис. 1 Схема котла пульсирующего горения:

1 — газопульсирующий клапан; *2* — ресивер газовый; *3* — газовая линейка; *4* — камера горения; *5* — водяная рубашка камеры горения; *6* — резонансно-выхлопные трубы в водяной рубашке; *7* — коллектор выхлопной; *8* — водяная рубашка выхлопного коллектора; *9* — глушитель выхлопа; *10* — ресивер воздушный; *11* — вентилятор; *12* — воздушно-пульсирующий клапан; *13* — запальная свеча; *14* — клапан предохранительный; ПГ — продукты горения


Обычный котёл
t 140°C
Газ
Конденсационный Котел
t 60°C
Газ
Конденсат