

Критика методов испытания паровых котлов.

Паровая техника представляет собою по преимуществу технику эволюционного характера. Медленно но уверенно раскидывает она свои сети по всему земному шару, охватывая самые разнообразные области промышленности. Железные дороги, пароходы, рудники, заводы, фабрики, водопроводы, разного рода промышленные и хозяйственные предприятия,—все это обслуживается главным образом паром. Есть, правда, отдельные области в технике, где утилизация пара не принесла должных плодов, как напр. воздухолетание и воздухоплавание, подводные лодки, но это явление носит скорее случайный характер, чем законный, и ничего не будет удивительного в том, если и эти изолированные области техники окажутся в конце концов во владении пара. Эти мысли невольно приходят в голову, когда читаешь о новых достижениях в паровой технике.

Опасные конкуренты паровых установок в виде электродвигателей, водяных турбин, ветряных двигателей, двигателей внутреннего сгорания и т. д., несмотря на их научно обоснованные преимущества, пока еще не в состоянии подавить могущественного распространения пара, тем более что представители паротехники не сидят, сложа руки. В интересной статье профессора Н. Ф. Чарновского: «Век машин или столетие непрерывных успехов технического творчества» дается краткий но достаточно яркий обзор достижений человечества за прошлое столетие и начало текущего века, при чем, импульс этим достижениям положена, конечно, паровой техникой.

Нам хотелось исправить некоторую неточность в сообщении профессора Н. Ф. Чарновского

Он пишет: «Однако паровая машина Уатта, работавшая впервые в конце XVIII века, при давлении 2—3 атмосферы, после 20 лет непрерывной работы над ее усовершенствованием, конструктивным и исполнительным, уже к началу XIX века должна была работать при 4-х атмосферах давления, при одновременном увеличении числа оборотов с 12 до 20 в минуту и повышении своего термического коэффициента полезного действия».

Это сообщение не соответствует истине.

Первая машина Уатта имела диаметр цилиндра 18 дюймов и неточность расочки доходила до $\frac{3}{8}$ дюйма. Поршень сильно пропускал пар, хотя, согласно патенту, он имел набивку «из бумаги, пробки, замазки, картона и войлока».

Неудивительно поэтому, что последующие машины, имевшие диаметр цилиндра в 80 дюймов, а длину хода поршни в 10 футов, развивали всего 62 лошадиных силы. До 1800 года давление пара не превышало 5 футов на кв. дюйм и только к 1830 году оно поднималось до 20 футов.

Медленно но планомерно давление поднималось до 45, 60, 75 и т. д. футов и еще совсем недавно нормальным считалось давление в 175 футов на кв. дюйм или около 12 атмосфер. Та же самая картина планомерного увеличения числа ходов наблюдалась в паровых двигателях, пока не появились паровые турбины, сразу повысившие число оборотов в минуту с сотен до нескольких десятков тысяч (см. Эйерманн. Паровые турбины, стр. 14).

С чисто теоретической точки зрения этот стремительный сдвиг в сторону увеличения числа оборотов особенно ценных результатов не дал, оставив какую-то незаполненную пропасть между прежними достижениями и новыми путями техники.

Профессор Баудиш в Веше квалифицирует поэтому паровую турбину, как тихоходный двигатель.

Ход рассуждений профессора Баудиша может быть сведен к следующему. Обозначим через i напор паровой турбины, т.-е. разницу теплоты в единице пара перед совершением работы в турбине и по выходе пара из турбины;

пусть $A = \frac{1}{427}$ будет тепловой эквивалент единицы работы. Тогда можно написать

$$\frac{i}{A} = H,$$

где H —изображает рабочую мощность паровой турбины, применительно к одному килограмму пара. Эту величину H можно рассматривать, как напор паровой турбины.

Если при тепловом напоре H турбина работает с числом оборотов n , то при другом тепловом напоре H^1 она будет работать с числом оборотов, равным n^1 .

Так как скорость вращения ротора прямо пропорциональна числу оборотов в единицу времени, то, пользуясь известной формулой

$$V = \sqrt{2gH},$$

можно написать

$$n^1 : n = \sqrt{H^1} : \sqrt{H}$$

Что касается мощности, то она будет пропорциональна кубу числа оборотов или

$$N^1 : N = H^1 \sqrt{H^1} : H \sqrt{H}$$

Если в этих соотношениях положить $H^1 = 1 \text{ mtr}$, то получим

$$n^1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

$$N^1 = \frac{N}{H \sqrt{H}}$$

При геометрически подобных турбинах, работающих при одном и том же напоре, мощность турбин пропорциональна квадрату диаметров ротора; с другой стороны, число оборотов обратно пропорционально этому диаметру. В таком случае легко устанавливается соотношение.

$$N^1 = \frac{u_s^2}{n_1^2}; n_s = n_1 \sqrt{N^1}$$

Это отношение легко приводится к следующему

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}$$

Пример: Пусть паровая турбина работает при давлении 12 атмосфер, а температура острого пара 300°C . Далее, пусть вакуум составляет 95% . Мощность турбины 10000 P.S. Турбина непосредственно соединена с восьми полюсным генератором переменного тока, работающем при 50 периодах.

По таблицам для пара тепловой напор $i = 220$ тепловых единиц.

В таком случае

$$H = 427 \times 220 = 93940 \text{ метров.}$$

Эту паровую турбину нужно сравнить по работе с водяной турбиной, работающей при напоре почти равном 9,4 километра.

Если генератор работает при 50 периодах, то число перемен полюса в минуту будет

$$2 \times 50 \times 60 = 6000$$

Поэтому числу оборотов n в минуту будет

$$n = \frac{6000}{8} = 750$$

Если подсчитать n_1 и N^1 , то получим

$$n_1 = \frac{750}{\sqrt{93940}} = 2,46 \text{ оборота}$$

$$N^1 = \frac{10000}{93940 \sqrt{93940}} = 0,00035 \text{ P. S.}$$

Удельное число оборотов турбины будет

$$n_s = 2,46 \sqrt{0,00035} = 0,046/\text{мин.}$$

Если сравнить эти значения с аналогичными значениями водяной турбины, то получим интересные выводы. Возьмем водяную турбину, обслуживающую электрическую станцию в Фюлли (Швеция). Она работает с напором $H = 1650$ метров; ее мощность $N = 3000 \text{ P. S.}$ и число оборотов $n = 500$ в минуту.

Для этой турбины получим

$$n_1 = \frac{500}{\sqrt{1650}} = 12,4/\text{минуту}$$

$$N^1 = \frac{3000}{1650 \sqrt{1650}} = 0,0445 \text{ P. S.}$$

$$n_s = 12,4 \sqrt{0,0445} = 2,6/\text{минуту}$$

Сравнение величин n_1 и n_s для водяной турбины с такими же значениями для паровой турбины показывает, что паровая турбина гораздо тише водяной.

Такой же скачек наблюдается в настоящее время в переходе от прежнего невысокого давления пара в 12 атмосфер к давлениям в 60--100--120--224 атмосферы. Этот переход к высоким давлениям дает основание ждать, что коэффициент полезного действия паровых установок сравняется с коэффициентом полезного действия двигателей внутреннего сгорания, и таким образом, давно ожидаемые похороны паровой техники будут отложены на неопределенно долгое время. «Слухи об ее смерти оказались несколько преувеличенными», говоря словами Марка Твена.

Несомненно, что новое течение в использовании пара значительно повышенного давления опять обнаружит незаполненное место в теории паровых машин.

Прежде всего придется решить вопрос о том, что из себя представляет паробразная среда при больших давлениях. Может быть, она уже пе-

рестала быть паром, превратилась в газ. Может быть, выгоднее будет применить в двигателях не воду, доведенную до парообразного состояния высокого давления, а использовать гремучую смесь (водород и кислород), обладающую громадной тепловой энергией.

По Лешателье и Малляру удельная теплота паров воды выражается такой формулой.

$$S = 0,34 + 0,00030 t.$$

Но один куб. метр водорода выделяет при горении 2613 калорий. Если задаться вопросом, до какой температуры могут эти 2613 калорий повысить 1 куб. метр паров воды, то нужно воспользоваться уравнением

$$2613 = \int_0^t (0,34 + 0,00030 t) dt = 0,34 t + 0,00015 t^2.$$

Разрешая это квадратное уравнение, получим $t = 3191^\circ$.

Переход к использованию пара высокого давления вызывает необходимость в новой конструкции паровых котлов, а вместе с этим и новых подходов к испытанию генераторов пара.

При этом возникают два вопроса: 1) как производится такие испытания и 2) как следует производить такие испытания.

Такого рода вопросы поставлены были в свое время профессором прикладной механики Жуге (Сен-Этьен) и разрешены достаточно удовлетворительно.

Грубый прием для оценки работоспособности котла сводится к тому, что определяется количество пара, приходящееся на один килограмм сжигаемого угля или вообще топлива. Принимая во внимание теплотворную способность горючего и давление пара, получим основание к оценке рабочей способности котла. Этот метод представляет практический, грубый способ огульной оценки коэффициента полезного действия котла.

Часто подсчитывается количество теплоты, полученное от топки котла и использованное водой для своего нагревания и испарения. Это количество теплоты сравнивают с теплотворной способностью горючего. Ходовые результаты таких подсчетов дают коэффициенты использования в 65%, 80%. Недополученную теплоту в количестве 35%—20% считают потерянной на лучеиспускание, проводимость, на теплоту, унесенную дымовыми газами, на трату от несовершенного сгорания и т. д. Если возможно подсчитать эти потери теплоты отдельно, то без труда составляется тепловой баланс котельной установки.

Конечно, этот способ более совершенней в смысле оценки продуктивности того промышленного аппарата, каким является паровой котел.

Но и этот метод оценки производительности котла является не достаточно удовлетворительным. Если обращать внимание только на количество теплоты, обменивающейся в машине, то с точки зрения учения о получаемой работе, этого еще мало; необходимо установить температуры обмена. Но чем завуалированы эти температуры обмена в понятиях: теплотворная способность с одной стороны, и теплота парообразования, с другой? Да их тут нет. Однако теплота, полученная паром, не при всех условиях дает одинаковую работу. Тут большую роль играет температура и зависящее от этой температуры давление пара.

Неопределенностью по формулировке страдает и понятие: теплотворная способность. Пусть речь идет о теплотворной способности горючего при постоянном давлении, что, конечно, наиболее важно для котельной установки. Нас интересует теплота, уступленная топливом пару при горении при постоянном давлении. Если давление не меняется, то количество теплоты всегда будет одно и то же, каков бы ни был путь перехода от начального состояния к одному и тому же конечному состоянию. Пусть горение происходит адиа-

батически при температуре X . В дальнейшем продукты горения охлаждаются до температуры окружающей среды T_0 . В таком случае теплотворная способность топлива представляет теплоту, отданную при этом охлаждении от X до T_0 . Совершенно очевидно, что различные части этой теплоты отдаются при разных температурах, а значит, с точки зрения работы их нельзя сравнивать между собою.

Отсюда и нарождается потребность в изменении способов оценки продуктивности. Предположим, что паровой котел производит одним килограммом угля 9,46 kg. сухого насыщенного пара при температуре $273^\circ + 181^\circ = 454$, что отвечает абсолютному давлению 10,5 kg/кв. сент. Пусть далее температура конденсатора будет $273^\circ + 30 = 303^\circ$.

Полная теплота парообразования будет по новейшим таблицам для насыщенного пара $666,6 - 30 = 636,6$ калорий.

Таким образом, 9,46 килограммов пара будут содержать.

$$636,6 \times 9,46 = 6022,24 \text{ калории.}$$

Заставим этот пар функционировать по циклу Рэнкина.

Как известно, коэффициент полезного действия этого цикла может быть выражен такой формулой

$$\eta_r = \frac{q_1 - q_2 - T_2 L_{\text{gn}} \frac{T_1}{T_2} + r_1 (T_1 - T_2)}{q_1 - q_2 + r_1}$$

Но разница между $q_1 - q_2$ приблизительно равна $T_1 - T_2$. Следовательно, в упрощенном виде получим

$$\eta_r = \frac{(T_1 - T_2) \left(1 + \frac{r_1}{T_1} \right) - T_2 L_{\text{gn}} \frac{T_1}{T_2}}{T_1 - T_2 + r_1}$$

В нашем случае

$$T_1 = 454^\circ; T_2 = 303; r_1 = 482,95.$$

Для этих данных коэффициент полезного действия выразится дробью 0,295. Следовательно, работа, доставляемая циклом Рэнкина, может быть выражена 1777 большими калориями.

Это и будет продуктивностью котла, где принята во внимание и теплота, получаемая паром, и теплота котла.

Обозначим эту продуктивность через P . Займемся выяснением расходов котла. Для выяснения механического значения горючего, примем по Цейнеру, что совершенный процесс горения происходит при постоянном давлении без обмена теплотой с внешней средой. Температура горения будет по-прежнему X . Далее пусть эти продукты охладятся до температуры T_0 внешней среды. При этом охлаждении горячие газы, меняя свою температуру от какого-нибудь $T + dT$ до T , выделяют известное количество теплоты. Направим эту теплоту в воображаемую машину, работающую по циклу Карно между температурами T и T_0 . Тогда у нас получится бесконечное число идеальных машинок, работающих по циклу Карно и имеющих нижний предел T_0 , а верхний предел температуры интервала X до T_0 . Если через C обозначить теплоемкость продуктов горения при постоянном давлении, то работа, доставляемая всеми вышеупомянутыми идеальными машинами работающими по циклу Карно, выразится так

$$Q = \int_{T_0}^X C \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT.$$

Эта тепловая характеристика представляет собою совершенно естественную меру для оценки механической мощности горючего. Если сравнить величину Q с теплотворной способностью горючего при постоянном давлении, выражаемой определенным интегралом

$$\int_{T_0}^X C_p dT,$$

то ясным станет, что Q меньше теплотворной способности.

Проанализированный процесс утилизации горючего профессор Жуге называет «Эволюцией Цейнера». Эта эволюция представляет таким образом полную теоретическую эволюцию паровой машины.

Разница $Q - P$ будет представлять потери котла.

Нужно теперь отыскать эти потери и выяснить, от каких причин они происходят.

Проще всего и нагляднее произвести эту задачу на частном примере, взятом из жизни.

Пример. Паровозный котел с латунными трубками, у которых внешний диаметр 50 мм., а длина 2500 мм., имеет топочный свод на высоте 1212 мм. Тяга измеряется 75 мм. водяного столба.

Испытание этого котла дало такие числа:

1. Сгорает в час рядового каменного угля 672 kg.
2. Подводится воздуха для горения в час 6384 mt.³.
3. Испаряется воды в час 6357 kg.
4. Проваливается через колосниковую решетку мелочи в час 32,66 kg.
5. Температура газов в дымовой коробке $T_f = 273 + 310^\circ$.
6. Температура окружающей среды $T_0 = 273^\circ + 23^\circ$.
7. Температура питательной воды $T_0^1 = 273^\circ + 21,3^\circ$.
8. Температура пара при опыте $T_g = 273^\circ + 180^\circ$.
9. Влажность пара незначительная
10. Теплотворная способность горючего без золы (1 kg.) . . . 8420 кил.

Весовой анализ сухого горючего без золы:

11. $\left\{ \begin{array}{l} C 88,51. \\ H 4,50. \\ O + N 6,99. \end{array} \right.$
12. Содержание угля в 1 kg. золы 0,007 kg.
13. Воды содержалось в 1 kg. сырого горючего 0,012 kg.
14. Золы в 1 kg. сухого горючего 0,040.

Объемный анализ газов в дымовой коробке при 0° и давлении 760 мм.

- CO_2 14,96.
 CO 1,01.
 O 3,54.
 N 80,49.

Тепловой баланс, или дебит работы, вкратце сводится к следующему:

- Теплотворная способность 100.
 15. $\left\{ \begin{array}{l} \text{Неиспользованной теплоты} 7,1. \\ \text{Потери через лучеиспускание и проводимость} 4,6. \\ \text{Теплота, унесенная газами, золой и мелочью} 12,1. \\ \text{Теплота пара} 75,9. \end{array} \right.$

Итого 99,7.

Проанализируем эти опытные данные при содержании в 1 кил. горючего 0,012 kg. воды и 0,040 kg. золы. Получим для 672 kg. содержание чистого углерода

$$672(1 - 0,012 - 0,040) = 637,056 \approx 637.$$

Чтобы не оперировать с большими числами в вычислениях, отнесем наши подсчеты к граммам.

Тогда можно сказать, что 672 грамма рядового угля содержат чистого угля только в количестве 637 граммов. Теплотворная способность одного грамма будет равна 8,42 калориям, а значит, 637 граммов дадут

$$8,42 \times 637 = 5363,54 \approx 5364.$$

Если принять во внимание, что процесс горения идет несовершенен, вследствие образования окиси углерода и содержания в шлаках и золе несгоревшего угля, то придется учесть эти потери. В дальнейшем видно будет, что эти потери составляют около 380 калорий.

Вычитая эту потерю, получим

$$5364 - 380 = 4984 \text{ калории.}$$

Для определения температуры горения можно воспользоваться у-нием

$$\int_{T_0}^X (C' + C'' + C''') dT = 4984$$

где C' представляет среднюю теплоемкость продуктов горения и пара, вычисляемую по формуле

$$C' = \frac{C_1 m_1 + C_2 m_2 + C_3 m_3 + \dots}{m_1 + m_2 + m_3 + \dots}$$

В этой формуле $C_1, C_2, C_3, \dots$ являются теплоемкостями составных частей, а $m_1, m_2, m_3, \dots$ весовое количество этих частей в килограммах.

C'' — представляет мелочи, проваливающиеся через колосниковую решетку.

C''' — теплоемкость золы.

По Лешателье $C'' = 0,3$ и $C''' = 0,4$. Профессор Жуге полагает

$$C = C' + C'' + C''' = 1,96 + 0,000688 T.$$

В таком случае получим

$$\int_{T_0}^X (1,96 + 0,000688 T) dT = 4984.$$

Так как $T_0 = 296^\circ$, то, разрешая интеграл, получим

$$1,96 X + 0,000344 X^2 - 1,96 \times 296 - 0,000344 \cdot 296^2 = 4984.$$

После приведения получим такое квадратное у-ние

$$0,000344 X^2 + 1,96 X - 5594,344 = 0.$$

Откуда $X = 2090^\circ$.

Для определения работы, которая получается путем эволюции Цейнера, воспользуемся у-нием

$$Q = \int_{T_0}^X C \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT + \varepsilon = \int_{296}^{2090} (1,96 + 0,000688 T) \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT + \varepsilon.$$

Здесь ϵ представляет член, характеризующий конденсацию паров воды. Допустим, что при температуре T конденсируется воды в количестве dm , то при этом выделяется теплоты $r dm$, а тогда

$$\epsilon = \int_{296}^{2090} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) r dm.$$

Очень трудно определить, какое количество воды конденсируется при каждой температуре, но в горячих газах вообще мало влаги, и конденсация в действительности начинается примерно с температуры $273^\circ + 33^\circ = 306^\circ$. В таком случае для определения ϵ можно воспользоваться интегралом

$$= \int_{296}^{306} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) r dm.$$

Значение этого интеграла мало.

Принебрегая добавочным членом ϵ , получим

$$\begin{aligned} & \int_{296}^{2090} (1,96 + 0,000688 T) \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = \\ & \int_{296}^{2090} \left(1,96 + 0,000688 T - 1,96 \frac{T_0}{T} - 0,000688 T_0 \right) dT = \\ & = \int_{296}^{2090} \left(1,96 + 0,000688 T - \frac{1,96 \cdot 296}{T} - 0,000688 \cdot 296 \right) dT \\ & = (1,756352 \cdot T + 0,000344 T^2 - 580,16 L \ln T). \end{aligned}$$

Подставляя сюда верхний и нижний пределы для T , получим

$$Q = 3488 \text{ калорий.}$$

Займемся теперь определением продуктивности котла P .

Пусть пар питает машину с конденсатором, в котором поддерживается температура $273^\circ + 30^\circ = 303^\circ$. Таким образом, эволюция происходит между температурами пара 453° и 303° . Цикл Рэнкина дает в этом случае для 1 kg. пара 187 калорий, а 6,357 kg. дадут 1191 калорий.

Это и будет искомое P .

Если обозначить через γ общую теплоемкость 6,357 граммов воды и через R теплоту парообразования при температуре 453° , то величину P можно выразить так

$$P = \int_{T_c}^{T_g} \left(1 - \frac{T_c}{T} \right) \gamma \cdot dT + R \left(1 - \frac{T_c}{T_g} \right) = 1191.$$

Разница $Q - P = 3488 - 1191 = 2299$ будет представлять потери в процессе. Эти потери нужно искать там, где согласно принципу Карно-Кляузиуса, приходят необратимые явления.

1. Потеря через дым и золу.

Топочные газы и недогоревшие частицы горючего после обогривания дымогарных трубок поступают в дымовую коробку, где температура $T_f = 273^\circ + 310^\circ = 583^\circ$. Здесь они охлаждаются до температуры $273^\circ + 23^\circ = 296^\circ = T_0$. Называя теплоемкость газов и недогоревшего топлива

через $C' + C'' = 1,952 + 0,000688 T$, подсчитаем потерю топлива. При охлаждении от $T + dT$ до T потеря теплоты будет

$$(C' + C'') dT.$$

Если бы эту теплоту вместо того, чтобы выбрасывать в атмосферу с температурой T_0 , заставить работать по циклу Карно между температурами T и T_0 , то получили бы работу в калориях

$$(C' + C'') \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT.$$

Полная потеря тогда будет равна работе, доставляемой циклом

$$\begin{aligned} & \int_{T_0}^{T_1} (C' + C'') \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = \\ & = \int_{296}^{583} (1,952 + 0,000688 T) \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = \\ & = \int_{296}^{583} \left(1,952 + 0,000688 T - \frac{1,952 \cdot 296}{T} - 0,000688 \cdot 296 \right) dT \\ & = (1,952 T + 0,000344 T^2 - 1,952 \cdot 296 \operatorname{Lgn} T - 0,000688 \cdot 296 T). \end{aligned}$$

Подставляя сюда верхний и нижний пределы, получим 197 калорий.

Что касается потери в золе дымовой коробки, она выразится интегралом

$$\int_{T_0}^X C''' \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = \int_{296}^{2090} 0,008 \left(1 - \frac{296}{T} \right) dT.$$

Подсчет дает около 12 калорий.

Общая потеря составит

$$A_1 = 197 + 12 = 209 \text{ калорий.}$$

2. Потери на лучеиспускание и проводимость.

Охлаждаясь от 2090° до 583° топочные газы и недогоревшее топливо, дают теплоту

$$\int_{T_1}^X (C' + C'') dT = \int_{583}^{2090} (1,952 + 0,000688 T) dT.$$

Подсчет этого интеграла дает 4317 калорий.

Только часть этой теплоты передается воде котла, а остальное теряется на лучеиспускание и проводимость.

Так как питательная вода для котла доставляется при температуре $294,3^\circ$, то от котла берется

$$\begin{aligned} \int_{T_0}^{T_g} \gamma \cdot dT + R &= (453 - 294,3) + 482,95 = 641,65 \\ &= 4078,97 \approx 4079. \end{aligned}$$

Таким образом, разница

$$4317 - 4079 = 238 \text{ калорий}$$

и будет потерей на лучеиспускание и проводимость.

Найдем соответствующую потерю работы. Она, конечно, будет зависеть от температуры, при которой отдают различные части 238 калорий. Пусть $C^{IV} dT$ будет теплота, потерянная при температуре T . Тогда можно написать

$$\int_{T_f}^X C^{IV} dT = 238.$$

Отсюда легко найти, что $C^{IV} = 0,158$.

Соответствующая потеря на лучеиспускание и проводимость будет

$$A_2 = \int_{T_f}^X C^{IV} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = \int_{583}^{2090} 0,158 \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT = 163.$$

3. Потеря при нагревании.

Теплота в количестве

$$\int_{T_f}^X (C' + C'' - C^{IV}) dT = \int_{T_0}^{T_g} \gamma dT + R = 4079$$

приносится газами и передается стенкам трубок котла. Этот процесс передачи теплоты представляет явление необратимое. Действительно, температура пара в котле $273^\circ + 180^\circ = 453^\circ$, а температура газов колеблется в пределах от $X = 2090^\circ$ до $T_f = 583$.

Здесь получается наибольшая потеря.

Теплота в количестве

$$(C' + C'' - C^{IV}) dT$$

отдается газами при температуре T .

Заставим эту теплоту совершать работу по циклу Карно между T и T_0 . Тогда получим работу

$$(C' + C'' - C^{IV}) \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) dT.$$

Это выражение и представляет механическую мощность теплоты.

Эта теплота идет на парообразование, давая тепловой эффект в виде

$$(C^I + C'' - C^{IV}) \left(1 - \frac{T_0}{T_g} \right) dT$$

Разница между этими количествами теплоты и будет представлять потерю

$$T_0 (C^I + C'' - C^{IV}) \left(\frac{1}{T_g} - \frac{1}{T} \right) dT$$

Полная потеря выразится определенным интегралом

$$\begin{aligned} A_3 &= T_0 \int_{T_f}^X (C^I + C'' - C^{IV}) \left(\frac{1}{T_g} - \frac{1}{T} \right) dT = \\ &= 296 \int_{583}^{2090} (1,952 + 0,000688 T - 0,158) \left(\frac{1}{453} - \frac{1}{T} \right) dT = \\ &= 296 \int_{583}^{2090} (1,794 + 0,000688 T) \left(\frac{1}{453} - \frac{1}{T} \right) dT = \end{aligned}$$

$$= \frac{296}{453} \int_{583}^{2090} (1,794 + 0,000688 T) \left(\frac{T - 453}{T} \right) dT = 1703 \text{ калорий}$$

Итак, $A_3 = 1703$ калорий.

4. Потеря при питании.

К числу необратимых же явлений относится передача теплоты котла питательной воде.

Вода берется из конденсатора. В таком случае ее температура повышается постепенно с 303° до 453° . При повышении температуры с T — dT до T берется теплоты у котла γdT .

Потеря на нагревании в таком случае будет

$$\begin{aligned} A_4 &= T_0 \int_{T_c}^{T_g} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_g} \right) \gamma dT = \\ &= 296 \int_{303}^{453} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{453} \right) 6,357 dT = \infty 131. \end{aligned}$$

Так как питательная вода берется не при температуре конденсатора 303° , а при температуре $294,3^\circ$, то нужно учесть и это обстоятельство

$$T_0 \int_{T_0}^{T_c} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_g} \right) \gamma dT.$$

Но это еще не все. Вода из конденсатора, соприкасаясь с атмосферой, доводится до температуры T_0 .

Соответственная потеря работы будет при этом следующая

$$\int_{T_0}^{T_c} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \gamma dT.$$

Так как $T_0 > T_1$, то пришлось бы воду охлаждать, при чем получилась бы отрицательная потеря, равная

$$- \int_{T_0}^{T_1} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) \gamma dT.$$

В окончательном виде дополнительная потеря при питании котла получает такой вид.

$$A_5 = \left(1 - \frac{T_0}{T_g} \right) \int_{T_0}^{T_1} \gamma dT = \left(1 - \frac{296}{453} \right) \int_{294}^{303} 6,357 dT = 19,8 \text{ калорий.}$$

5. Потеря в конденсаторе.

Конденсатор вполне естественно должен быть соединен с котлом, и потому, когда подсчитывалась величина P , предполагалось, что эволюция пара происходила между температурами $T_g = 453$ и $T_c = 303^\circ$, а не спускается до $T_0 = 296^\circ$.

Когда же подсчитывалась величина Q , то предполагалось, что все машины, работающие по циклу Карно, имеют конечную температуру T_0 . В силу этой причины в $Q - P$ непременно должны фигурировать соответствующая потеря.

И действительно, вода, осаждающаяся в конденсаторе, отдает теплоту воде холодильника; а вода холодильника отдает теплоту атмосфере. Процесс это необратимый, так как он происходит между телами с различными температурами.

Таким образом, цикл Рэнкина берет у котла теплоту

$$\int_{T_c}^{T_g} \gamma dT + R$$

и дает работу

$$\int_{T_c}^{T_g} \gamma \left(1 - \frac{T_c}{T}\right) dT + R \left(1 - \frac{T_c}{T_g}\right),$$

а отдает конденсатору

$$\int_{T_c}^{T_g} \frac{T_c}{T} \gamma dT + R \frac{T_c}{T_g}.$$

Если заставить эту теплоту работать по циклу Карно, то получит работу

$$A_6 = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \left[\int_{T_c}^{T_g} \frac{T_c}{T} \gamma dT + R \frac{T_c}{T_g} \right] = \left(1 - \frac{296}{303}\right) \left[\int_{303}^{453} \frac{303}{T} 6,357 dT + R \frac{303}{453} \right] = 66.$$

Это и представляет потерю в конденсаторе.

Больше необратимых процессов в котле нет.

Правильность выводов поверяется тем, что

$$Q = P + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6; 3488 = 1191 + 209 + 163 + 1703 + 131 + 19,8 + 66 = \approx 3482,8.$$

Как видно, разница получается незначительная, всего около 0.15%.

Нам осталось еще подсчитать потери, вследствие неполного сгорания угля A_7 и вследствие того, что воздуха подается не ровно столько, сколько необходимо для полного сгорания, а с некоторым избытком. Эта потеря будет A_8 .

Чтобы подсчитать A_7 , воспользуемся предварительно у-нием, из коего можно будет определить температуру в топке.

$$\int_{296}^X (1,96 + 0,000688 T) dT = 5364.$$

Разрешая этот интеграл, получим

$$1,96 X + 0,000344 X^2 - 1,96 \times 296 - 0,000344 \cdot 296^2 = 5364.$$

Таким образом, получим квадратное у-ние, из коего определяется

$$X = \approx 2200^\circ.$$

Для определения работы для этих условий воспользуемся у-нием

$$(1,752 T + 0,000344 T^2 - 580,16 \lg T) = Q.$$

Подставим сюда пределы 2200 и 296, $Q = 3840$.

Отсюда получается потеря на неполное сгорание

$$A_7 = 3840 - 3488 = 352.$$

Потеря A_8 на разжижение газов, вследствие некоторого избытка подаваемого воздуха, не велика и она вычисляется всего в 40 калорий.

$$A_8 = 40 \text{ калорий.}$$

Составим теперь сводку продуктивности и потерь и выразим эти величины в % от теплотворной способности.

Теплотворная способность 5364	138
$Z = 3888$	100

В таком случае

цикл Ранкина дает 1191	31%
» » » $A_1 =$	5,4 »
» » » $A_2 =$	4,3 »
» » » $A_3 =$	44,00 »
» » » $A_4 =$	3,4 »
» » » $A_5 =$	0,5 »
» » » $A_6 =$	1,7 »
» » » $A_7 =$	8,8 »
» » » $A_8 =$	1 »
3888	100%

Если сравнить этот тепловой баланс парового котла с тем балансом, который приведен в начале статьи, то сразу становится ясным, в чем кроется ошибочность общепринятого метода теплового балансирования котельной установки.

Так, например, потеря через газы и золу определится в старом методе 12,1%, а в новом методе эти потери составляют только 5,4%.

Продуктивность котла в прежнем методе составляет 75,9%, а тут она доходит только до 31%.

Наконец, совершенно не учитывается потеря на нагревание, а эта потеря составит одну из наиболее важных статей в тепловом балансе парового котла. Самый важный недостаток котлов, как ошибочного, так и неизбежного характера, заключается в наличии разницы в температурах, постоянно существующей между топочными газами и водою генератора.

Таким образом, для возможного уменьшения этого недостатка нужно стремиться к увеличению температуры генератора пара, т. е. котла, а это увеличение температуры тесно связано с повышением давления пара.

До последнего времени этому стремлению к повышению давления ставился постоянно предел: опасение повышать сильно давление из-за возможного взрыва котла и связанных с этим тяжелых последствий, как для людей, так и для окружающей обстановки.

Но раз уже сдвинулись с места, рискнув порвать с методичным увеличением давления пара, раз существуют установки, работающие длительно с таким давлением, как 60—100 атмосфер и даже выше, отказываться от этого пути не следует. Надобно изучать условия использования таких высоких давлений, изучать свойство пара, стремиться к выработке такого строительного материала для котлов, который способен был бы выдерживать и большое давление и высокую температуру.

Рутинная металлургия не может своими традиционными приемами удовлетворить потребность машиностроения. Нужно создавать новую металлургию, не отстающую в своем прогрессе от требований жизни.

Если металлургические умы не в силах справиться с этой задачей, нужно призвать к этому делу науку в широком смысле этого слова.

Такова очередная задача времени, таковы запросы жизни, требующие ответа. Как-то приелась шаблонная практика хвалить двигатели внутреннего сгорания и хулить паровую технику. Как будто у двигателей внутреннего сгорания нет своих недостатков или эти недостатки настолько ничтожны, что с них не стоит и говорить, а не только постоянно подчеркивать.

Справедливость требует отметить, что уязвимым местом двигателей внутреннего сгорания является потеря теплоты через отходящие газы. Температура этих газов всегда очень велика.

Если у паровых двигателей недостатком является сравнительно низкая температура перегретого пара, то у двигателей внутреннего сгорания этот недостаток перемещается в сторону высокой температуры отработавших газов.

В одном случае тонет голова, а в другом—ноги.

Мы уже упоминали, что применение пара высокого давления приблизило паровые установки по коэффициенту полезного действия к двигателям внутреннего сгорания. Профессор Жуге предвидел это давно, и потому особенное удовольствие доставляет отметить новое торжество научных изысканий. Только недостаточная осведомленность в научных изысканиях толкает людей на длинный путь достижений—практикой. Даже хорошо проведенный практический пример нуждается для дальнейшего усовершенствования в теоретической основе.

Знахари тоже имели большую практику, но что дали человечеству, об этом лучше не упоминать.

Правда, что путь науки усеян терниями, о которые жестоко колет неприспособленная голова.

Задачи науки в широком смысле сводятся теперь к тому, чтобы внести организацию в научную работу. На эту тему написана хорошая статья С. Ф. Ольденбургом: «Вопрос организации научной работы» (Научное Химико-Техническое Издательство. Научно-Технический Отдел В. С. Н. Х. Петроград, 1923 год. Сборник «Творчество»).

Под этим нужно подразумевать «ту организацию, которую мы ожидаем и которую вправе требовать для того, чтобы ценнейшее, что создает человечество путем личного творчества, не гибло бы не выявив это достаточно или не дав настоящих плодов, чтобы большие и ценные мысли не оставались закрытыми в страницах рукописей и печатных книг материалом для будущих историков науки».

Когда возникнет эта организация научной работы, тогда практике будет отведено ее надлежащее место и не будет нужды призывать к вниманию и доказывать необходимость для жизненных задач изучать науку.