

Рис. 4. Графики прогрева охлаждающей жидкости и масла

4. Перепуск части воздушного заряда, минуя ПОНВ, с целью сохранения его температуры при работе двигателя в области малых нагрузок и холостого хода способствует уменьшению периода задержки воспламенения и снижению выбросов СН и твердых частиц, так как температура свежего заряда на данных режимах возрастает на 20 ± 25 °С.

5. Применение регулятора температуры наддувочного воздуха сокращает на 6–8 % время переходного процесса двигателя, при мгновенном наборе номинальной нагрузки.

6. Применение предложенного регулятора температуры не требует разработки специальной конструкции охладителя, так как за счет допол-

нительного канала он может применяться на дизелях оснащенных ПОНВ серийной конструкции.

Литература

1. Слотин Е. И. Подогрев наддувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах, Ниинформтяжмаш, «Двигатели внутреннего сгорания», – 1978. – № 4. С. 13–15.
2. Слотин Е. И. О влиянии условий окружающей среды на показатели работы транспортного дизеля с турбонаддувом. Труды МАДИ, «Автомобильные двигатели внутреннего сгорания», Вып. 178, – М., – 1978. – С. 33–36.
3. Молодцов Н. И. Охлаждение наддувочного воздуха дизелей. Ниинформтяжмаш, – М., – 1966.
4. Пат. № 6510 РБ, МКИ⁶ F 02 В 29/04, 33/44. Двигатель внутреннего сгорания Вершина Г.А., Тамкович Е.С., Янченко П.Н. – Оpubл. Информационный бюллетень «Изобретения, полезные модели и промышленные образцы» №3, Минск, 2004 г.; приоритет 03.13.2001.
5. Вершина Г. А., Тамкович Е. С. Теоретические и экспериментальные исследования высокофорсированного дизеля с регулятором температуры наддувочного воздуха. // Вестник Бел. нац. тех. ун-та. – 2005. – № 4. С. 30–34.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕСУРСΟΣБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ В ПРОМЫШЛЕННЫХ КОТЕЛЬНЫХ

*Козлов А.И., к.т.н., Герасимова А.Г., к.т.н.
Белорусский национальный технический университет, кафедра «ТЭС»*

Вопросы энергобезопасности республики и соответственно стратегия ресурсосбережения в первую очередь энергоэффективность особенно актуальны в настоящее время из-за стремительного роста цен на теплоэнергоресурсы (ТЭР) и необходимости их импорта.

Так из 35 млн. тонн условного топлива (т.у.т.) потребляемых РБ на долю импорта ТЭР приходится не менее 80%, не говоря о таких ресурсах как сталь и другие материалы, применяемые в энергетике.

Весомую долю энергопотребления для выработки пара и горячей воды в промышленности и ЖКХ приходится на котельные, которых по данным Проматомнадзора в республике насчитывается 8446 (более 15 тысяч котлов), потребляющие до 7 млн.т.у.т. [1].

Снижение энергоемкости 1 Гкал тепловой энергии (ТЭ) в промышленных и коммунальных котельных достигается по двум основным направлениям:

- увеличение объема использования местных видов топлива (МВТ), в первую очередь древесных отходов, вторичных энергоресурсов (ВЭР) и торфа;
- внедрение ресурсосберегающих технологий (РТ) в т.ч. энергоэффективного оборудования, в первую очередь котлов.

Рассмотрим эти аспекты.

Классическая схема получения ТЭ (пар, горячая вода) состоит из трех стадий (рис. 1).

Проанализируем, какие факторы влияют на эффективность использования энергии и материалов.

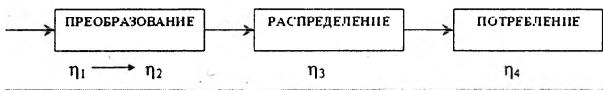


Рис. 1. Классическая цепочка получения ТЭ: η_1 — КПД «брутто»; η_2 — КПД «нетто»; η_3 — КПД распределения; η_4 — КПД потребления

Эффективный КПД равен

$$\eta_{эф} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \quad (1)$$

Преобразование

Для газообразного, жидкого и твердого топлива функциональную зависимость КПД «брутто» можно представить следующим образом

$$\eta_1 = f(Q_n(X), W, G, d, A, \alpha, T_{ок}, T_{мон}, n_1, n_2, \dots), \quad (2)$$

где Q_n — теплотворная способность, кДж/кг; X — хим. состав топлива; W — влажность; G — тип горелочных устройств; d — размер частиц; A — содержание минеральной части в топливе; α — коэффициент расхода окислителя; $T_{ок}$ — температура окислителя (воздух); $T_{мон}$ — температура топлива; n_1, n_2, \dots — прочие факторы.

Оценка КПД показала четкую зависимость

$$\eta_{эф}^{газ} > \eta_{эф}^{жс} > \eta_{эф}^m, \quad (3)$$

где $\eta_{эф}^{газ}$, $\eta_{эф}^{жс}$, $\eta_{эф}^m$ — эффективный КПД газообразного, жидкого и твердого топлива, соответственно.

Это объясняется в первую очередь тем, какой вид топлива используется в котле. Конечно, наиболее предпочтительным является газообразное топливо. В этом случае до минимума сводятся затраты, и неслучайно, все современные котлы используют газ.

Так, доля природного газа потребляемого в республике в 2005 году составила 22,8 млн.т.у.т. (77,2 %) и все другие источники энергии: биомасса, отходы древесины (МВТ) стремятся превратить в газообразное топливо.

Однако, использование МВТ, доля которых на выработку тепловой энергии должна быть доведена до 25%, осложняется целым рядом обстоятельств: влажностью, зольностью, размерами частиц, заготовкой, удаленностью источников МВТ от котельной, и самое главное их калорийностью ($\beta = Q_n^p / Q_{ум}$). Калорийный эквивалент различных видов топлива показан в табл. 1 [2]. Немаловажное значение также имеет и цена поставщика (лесного хозяйства).

В процессе выработки пара и горячей воды возникают неизбежные потери $\Delta\eta$

$$\eta_2 = \eta_1 - \Delta\eta = \eta_{нетто} \quad (4)$$

Здесь

$$\Delta\eta = f(K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, n_{1,2,3, \dots}), \quad (5)$$

где K_1 — затраты на подготовку топлива к сгоранию; K_2 — вид вырабатываемого теплоносителя (вода, пар), продувка; K_3 — затраты на химводоподготовку воды, дэарацию, K_4 — затраты э/э на вентиляторы, дымососы, водяные насосы; K_5 — собственные затраты; $n_{1,2,3, \dots}$ — прочие факторы.

Таблица 1. Калорийный эквивалент различных видов топлива

Вид топлива	Калорийный эквивалент	Вид топлива	Калорийный эквивалент
ПГ	~ 1,15	Дрова	~ 0,27-0,18
Нефть	~ 1,43- 1,49	Отходы	~ 0,36-0,05
КУ	~ 0,87-0,68	Лигнины	~ 0,27
Торф	~ 0,34-0,37		

В табл. 2 представлены ориентировочные КПД «брутто» и КПД «нетто» [2], оценка которых ясно показывает, какой вид топлива с теплотехнической точки зрения предпочтителен. Этим и объясняются основные мероприятия по созданию энергосберегающих технологий и оборудования. К ним в первую очередь можно отнести:

- внедрение стальных котлов с соответствующим КИП и А, позволяющим оптимизировать работу ($\alpha_{опт}$), пуски и остановки котла, до минимума снизить температуру уходящих газов (газообразное топливо), вплоть, при многократном охлаждении дымовых газов приблизить теплотворную способность топлива, до высшей (использование тепла конденсации пара);
- внедрение частотно-регулируемых электроприводов насосного и воздуходувного оборудования, горелочных устройств, эффективных теплообменников типа α - Лаваль и ряда других.

Таблица 2. Ориентировочные КПД «брутто» и КПД «нетто»

Вид топлива	η, %		η, %	
	Паровые	Водогрейные	Пар	Вода
Газ	90	92	80	82
Мазут	87	91	74	77
КУ	75	80	70	74
Торф	72	66	50	55
Дрова	60	62	40	45

Распределительная сеть

Эффективность распределительной сети зависит от следующих факторов:

$$\eta_3 = f(l, T, \Phi, M, \Delta H, \dots, n), \quad (6)$$

где l — длина трубопровода; T — температура теплоносителя; Φ — теплотехнические характеристики изоляции; M — моральный износ; ΔH — гидравлические потери; n — прочие факторы.

В качестве примера приведем нормируемые потери по трубопроводу ТЭ (табл. 3) [3].

Таблица 3. Нормируемые потери по трубопроводу (Ø 108 мм)

Температура рабочей среды, °С	20	50	100	150	200	250
Удельные тепловые потери q, Вт/м	13	28	50	76	87	112

Из табл. 3 ясно видно, что чем выше температура теплоносителя, тем больше потери. Фактические потери ТЭ с учетом изношенности в первую очередь изоляции, гораздо выше (по нашим оценкам в 2–3 раза, а то и больше). Особенно это относится к трубопроводам пара.

Среднестатистическое значение $\eta_3 \approx 80\%$ от величины КПД «нетто» [2].

Основными мероприятиями по сокращению расхода ресурсов при транспортировке на наш взгляд являются.

1. Перевод котла на водогрейный режим. При этом достигаются следующие преимущества:

- снижение потерь тепла в 2–3 раза, в т.ч. и в процессе преобразования т.к. $t_{гв} \approx 100-110\text{ }^\circ\text{C}$, а $t_{пара} \approx 200\text{ }^\circ\text{C}$ (см табл.1,2);

- нет дэарационных систем;
- более надежный учет расхода пара;
- возможность применения пластмассовых труб, $t \leq 130\text{ }^\circ\text{C}$ и снижение гидравлических потерь (насосы малой мощности).

2. Применение более эффективных изоляционных материалов, позволяющих:

- сократить время холостого хода;
- уменьшить толщину теплоизоляции при сохранении нормативных тепловых потерь;
- снизить трудоемкость монтажа;
- продлить срок службы до 20-25 лет.

3. Децентрализация с установкой в местах максимальной удаленности от котельной (l_{max}) мобильных (передвижных) котлов.

4. Конденсатоотводчики.

5. Использование современных компенсаторов и шаровой запорной арматуры.

6. Наиболее ярким решением повышения эффективности в процессе преобразования и распределения является установка когенерирующих систем, пример показан на рис. 2.

Т.е. с созданием такого типа технологий можно решить сразу несколько задач: получение э/э и ТЭ.

7. Внедрение количественного и качественного регулирования.

Все это позволит в соответствии с государственной программой на 2006-2010 гг (Указ Президента РФ № 339 от 25.08.2005) снизить расход на транспорт ТЭ в объеме 25,5 тыс.Гкал/год (3640 млн.т.у.т).

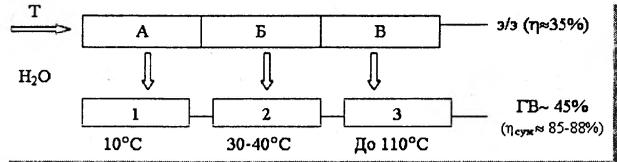


Рис.2 Установка когенерационных установок с выработкой э/э и тепла: А — тепло охладж. антифриза; Б — тепло охлаждения двигателя; В — тепло дымовых газов

Конечные потребители

Именно на этой решающей стадии определяется эффективность энергетической системы, т.к. здесь в процессе преобразования тепловой энергии срабатывает второй закон термодинамики — «тепловая ловушка»

$$\eta_4 < \eta_{теор} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (7)$$

При этом значение T_2 определяется целым рядом условий поставщика ТЭ: температурой возврата обратной сетевой воды, конденсата и т.д.).

С одной стороны для повышения η_4 надо $T_2 \rightarrow \min$, а с другой стороны для повышения η_1 и η_2 надо $T_2 \rightarrow \max$. КПД конечной стадии $\approx 80-90\%$, причем нижнее значение характерно для паровой системы.

Таким образом, даже в нормируемых вариантах величина эффективного КПД 50–55% [2], т.е. около половины входящей в систему энергии теряется в силу различных причин на этих стадиях и из 7 млн.т.у.т. полезно используется $\approx 3,5$ млн.т.у.т.

Здесь и возникают задачи, как найти в конкретных условиях, наиболее разумные экономически оправданные решения — уменьшить расход ТЭР, не снижая выработки продукции.

Технико-экономические расчеты показали, что нужно в первую очередь снижать конечное потребление до минимальных значений за счет различных мероприятий. Приоритетность этого направления показана на рис. 3.

Пример

Котельная потребляет ТЭР ~ 100 ГДж (рис.3А.). В результате внедрения определенных организационных и технологических решений конечное потребление снизилось на 10 ГДж (23,8%) при том же объеме продукции (рис.3Б.) и при неизменном КПД преобразования и распределения. Исходное потребление уменьшилось на 28 ГДж.

Повысив КПД преобразования и распределения (рис.3В) и оставив потребление на прежнем уровне — 42 ГДж мы получим выигрыш 100 – 65 = 35 ГДж, а если увеличим КПД на всех стадиях (рис.3Г.) расход ТЭР снизится на 100 – 47

=53 ГДж, т.е. в два раза. Это показывает, что наиболее приоритетным направлением является этап конечного потребления.

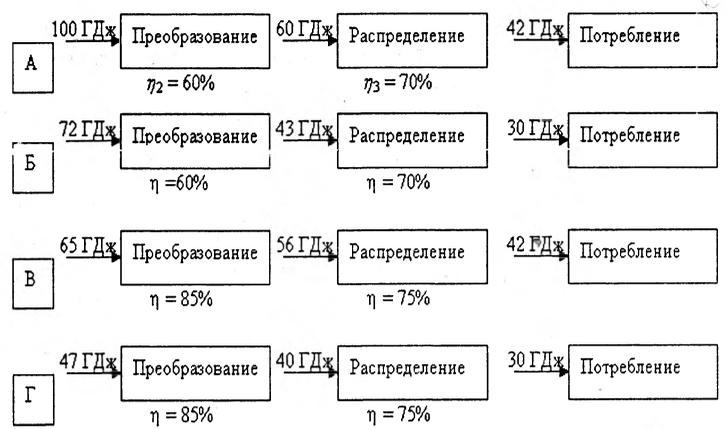


Рис.3. Пример повышения энергоэффективности энерго-снабжения

Выводы

Оценивая вышесказанное можно утверждать, что всегда можно найти экономичное и рациональное энергосберегающее решение, учитывая термодинамические и теплотехнические препятствия.

Литература

1. Программа до 2010 года // Энергия и менеджмент. – 2005. – №5. – С. 4 – 5.
2. Инструкция по нормированию расходов топливно-энергетических ресурсов для котельных номинальной производительностью 0,5 Гкал и выше. Комитет энергоэффективности при Совете Министров Республики Беларусь. Минск, 2002. – 100с.
3. Методические указания по определению нормативных потерь в водяных и паровых сетях. РД РБ 34.33.301. Минск, 1995.

УДК 62-235

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

*Котлобай А.Я., к.т.н., доцент, Котлобай А.А., инженер
Белорусский национальный технический университет*

Одной из тенденций развития одноконвальных погрузчиков строительной отрасли является использование гидрообъемных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента к ведущим колесам; реверсирование движения; возможность автоматизации выбора оптимального режима работы трансмиссии; простоту конструкции и легкость обслуживания; свободу компоновки; облегчение управления и повышение маневренности.

В колесных и гусеничных погрузчиках с бортовым поворотом за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий два (и более) гидронасосов [1]. Каждый из насосов приводит во вращение гидромотор борта, связанный через редуктор с колесом (звездочкой) борта.

Реализация гидрообъемной трансмиссии погрузчика с одним насосом привода ходового оборудования позволит отказаться от громоздкого редуктора привода насосов.

При использовании одного насоса на привод двух гидромоторов колес бортов необходимо обеспечить деление потока рабочей жидкости

насоса по напорным магистралям гидромоторов. Точность деления потока рабочей жидкости определит курсовую устойчивость машины при прямолинейном движении. Построение гидрообъемной трансмиссии с одним насосом и точным делением потока рабочей жидкости по напорным магистралям гидромоторов бортов может оказаться более предпочтительным с точки зрения обеспечения курсовой устойчивости машины, чем использование двух насосов бортов, управляемых оператором исходя из внешней обстановки. Сложность поддержания прямолинейного движения машины с двумя насосами проявляется при работе машины в зоне технологических скоростей при неустойчивой работе насосов с малыми расходами рабочей жидкости.

Задача совершенствования гидрообъемной трансмиссии погрузчика может решаться по двум направлениям [2]: применения двухпоточных насосов; применения гидравлических агрегатов деления — суммирования потока рабочей жидкости насоса (дозировочные системы).