

реторт, но и от деформации (удлинения). Как показали промышленные испытания, реторты, изготовленные из стали 10X23H18, деформируются практически равномерно по всей высоте обечайки, и за срок службы их удлинение составляет 82–92 мм, что соответствует 0,6–0,8 мм уменьшения толщины стенки только за счет пластической деформации.

Деформация реторт из сталей 04X18H10T и AISI321(05X17H9T) происходит неравномерно, резко усиливаясь между 15 и 20 циклами, а в конце эксплуатации удлинение достигает 150–200 мм, что соответствует 1,2–2,0 мм уменьшения их толщины, вызываемой только пластической деформацией. Повышение гетерогенности структуры сталей 04X18H10T и AISI 321 активизирует коррозию внутренней поверхности реторты и в конечном итоге приводит к повышенному загрязнению титановой губки никелем.

Выводы:

- применение материалов с повышенными характеристиками ползучести, способно продлить срок службы реторт с 35 до 43 циклов;
- снижение степени горячей деформации реторт из стали 10X23H18 способствовало уменьшению утонения стенок обечайки реторт и замедлению процессов высокотемпературной коррозии на внешней и внутренней ее поверхностях.

УДК 621.43.016

Сухонос Р. Ф.¹

Мазін В. О.²

¹ ст.гр. Т-416 ЗНТУ

² канд. техн. наук, доц. ЗНТУ

КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДАЧІ ВИПУСКНОГО КОЛЕКТОРА ДВЗ

Перенесення більшої кількості енергії випускного газу з циліндра в турбіну сприяє підвищенню продуктивності компресора. Тому важливим є дослідження теплових і газодинамічних показників роботи випускних органів КДВЗ, а особливо випускного колектора.

При цьому випускний колектор залишається недостатньо дослідженим, хоча теплові процеси в ньому порівняні за теплотою, інтенсивністю обміну та рівню температур. Для дослідження випускного тракту КДВЗ необхідно знати коефіцієнт тепловіддачі випускного колектору, а саме: зміну по довжині, із плином циклу й експлуатаційного режиму, середню величину.

У відкритому друку такі дані практично відсутні, тому використовуються дані аналогів. Так як фізичне значення коефіцієнту тепловіддачі не прив'язано тільки до випускного колектора, то за аналог приймається циліндр. Для аналізу коефіцієнта тепловіддачі також беруться до уваги і інші теплотехнічні та газодинамічні системи, наприклад, металургійні печі, котельні установки.

Відомі фізичні і велика кількість емпіричних методів визначення коефіцієнта тепловіддачі. Внаслідок різноманіття типів двигунів, способів організації робочого процесу та особливостей конструктивного виконання отримані емпіричні формули для розрахунку миттєвих коефіцієнтів тепловіддачі можуть застосовуватися тільки для вузького класу двигунів і обмеженого діапазону режимів їх роботи.

Далі приведено найбільш використовувані формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, отримані дослідним шляхом.

Формула Ейхельберга тепловіддачу випромінюванням не враховує, отримана за результатами експериментів на середньооборотному двотактному дизелі.

Формула Пфлаума отримана за результатами експериментів на чотиритактному дизелі з наддувом. Так само, як і у формулі Ейхельберга, в ній не виділена складова променистого теплового потоку і не відображено вплив розмірів двигуна.

Формула Вошні отримана за результатами експериментів на дизелях. Формула Вошні враховує відмінності в інтенсивності руху робочого тіла в окремі періоди робочого циклу і розміри циліндра.

Формула Розенбліта є найбільш обґрунтованою і універсальною серед рівнянь, що дають можливість обчислити локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі.

Розглянуті формули дозволяють визначити миттєві значення коефіцієнта тепловіддачі, які необхідні при моделюванні робочого процесу в циліндрі двигуна і розрахунку температурних полів. При розрахунку коефіцієнта тепловіддачі за різними формулами результати відрізняються в кілька разів

Відомий також газодинамічний метод розрахунку коефіцієнта тепловіддачі по балансу енергій. Цей метод був застосований для випускного колектора чотиритактного дизеля 6ЧН–12/14 на частковому навантажувальному режимі 22 кВт. Значення коефіцієнта тепловіддачі випускного патрубку кришки циліндрів в період вільного випуску ($\varphi=500\text{--}540^\circ\text{ПКВ}$) складає $1021\text{--}1102 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, середнє значення

$\alpha_{\text{ср}}=906 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ при температурі стінок 875 К.

Висновки:

З дослідження літератури встановлено, що дослідження коефіцієнта тепловіддачі випускного колектора практично не проводилося, а ті дані, які відомі, вимагають додаткової перевірки та уточнення. Встановлено, що дійсні та середні значення коефіцієнта тепловіддачі відрізняються в 2–3 і більше разів. Значення, встановлені різними методами, також значно відрізняються. Як найбільш достовірних прийняті результати, отримані газодинамічних методом дослідження. Передбачається повторити розрахунок для підтвердження достовірності та виконати аналогічний розрахунок по теплотехнічному методу дослідження, методика якого в даний час знаходиться на завершальній стадії розробки.

УДК 621.432.98

Слынько Г. И.¹

Бокарев В. И.²

¹ д-р техн. наук, проф. ЗНТУ

² ст. гр. Т -416 ЗНТУ

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ ДЕЗАКСИАЛЬНОСТИ КШМ НА НАПОЛНЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ ДВС

На основании проведенного анализа существующих конструкций кривошипно-шатунных механизмов двигателей внутреннего сгорания, проводится постановка задачи для теоретических исследований двигателя с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом (РКШМ). Целью работы является оценка возможного влияния степени дезаксиальности КШМ на газодинамические процессы в цилиндрах двигателя.

Научно-технический прогресс и постоянно растущие требования экономичности, экологичности, снижения массы и размеров силовых установок требуют от разработчиков введения в конструкцию ДВС большого количества дополнительных устройств и агрегатов для компенсации недостатков классической схемы. С другой стороны кривошипно-шатунному механизму в современном двигателе отведено гораздо меньше внимания. Альтернативные схемы КШМ, такие как бесшатунный двигатель С.С. Баландина, двигатели с вращающейся и прецессирующей шайбой при расположении осей цилиндров параллельной оси вала, не получили достаточного распространения прежде всего в связи с необходимостью кардинального изменения технологического процесса производства двигателей. РКШМ, обладая рядом преимуществ по сравнению с классическими механизмами, не требует кардинального пересмотра технологии.