



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
Факултет по транспорта
Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“

Маг. инж. Николай Вълчев Милков

**РЕКУПЕРИРАНЕ НА ЕНЕРГИЯ ОТ ОТРАБОТИЛИТЕ
ГАЗОВЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ
ЧРЕЗ ЦИКЪЛ НА РАНКИН**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5 „Транспорт, корабоплаване и авиация”

Научна специалност: „Двигатели с вътрешно горене“

Научни ръководители:

Проф. д-р инж. Теодоси Петров Евтимов

Доц. д-р инж. Пламен Борисов Пунов

Доц. д-р инж. Кристел Перильон

Д-р инж. Пиер Подван

СОФИЯ, 2017 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „ДАТТ“ към Факултет по транспорта на ТУ-София на редовно заседание, проведено на 17.07.2017 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 03.11.2017 г. от 14⁰⁰ часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-285 / 26.07.2017 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. Проф. д-р инж. Теодоси Евтимов – председател
2. Проф. д-р инж. Вълчо Николов – научен секретар
3. Проф. д-р инж. Христо Станчев
4. Проф. д-р инж. Селин Моран
5. Проф. д-р инж. Давид Шале

Рецензенти:

1. Проф. д-р инж. Давид Шале
2. Проф. д-р инж. Христо Станчев

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по транспорта на ТУ-София, блок № 9, кабинет № 9310.

Дисертантът е редовен докторант към катедра „ДАТТ“ на Факултет по Транспортa. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Николай Милков

Заглавие: Рекуперирaне на енергия от отработилите газове на дизелов двигател с вътрешно горене чрез цикъл на Ранкин

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД ¹

Актуалност на проблема

Глобално затопляне на планетата е основната причина в световен мащаб да има стремеж към намаляване на емисиите от парникови газове (CO_2 , CH_4 , NO и др.). Страните членки на Европейския съюз (ЕС) поеха твърд ангажимент за намаляване на емисиите на парникови газове най-малко с 20 % до 2020 г. и с минимум 40 % до 2030 г. спрямо равнищата от 1990 г. През 2009 г. в ЕС е гласуван регламент за емисиите CO_2 , отделяни от леките автомобили с цел ограничаване емисиите за всеки ново произведен автомобил след 2015 г., като референтната стойност е 130 g/km, а за автомобилите произведени след 2020 г. емисиите са ограничени на 95 g/km.

Към настоящия момент за подобряване на ефективния к.п.д. на двигателите с вътрешно горене и намаляване на емисиите CO_2 се прилагат съвременни технологични решения като: системи за свръхпълнене, директно впръскване на гориво в цилиндрите, намаляване на ходовия обем, нискотемпературни горивни процеси, намаляване на механичните загуби, променлива степен на сгъстяване и др. Редица изследвания показват, че тези технологични нововъведения няма да позволят достигане на рестриктивните норми заложи за следващите години.

Добре известно е, че значителна част от енергията внесена с горивото в двигателите с вътрешно горене не се оползотворява, като се губи под формата на топлина с отработилите газове и в охладителната система. Рекуперирането на част от тази енергия е перспективна възможност за постигане на бъдещите екологични норми и се превръща в основна цел на редица изследвания в областта на двигателите с вътрешно горене. В последните десетилетия успешно са разработени и приложени системи за рекупериране на енергия от отработилите газове, като системите за принудително свръхпълнене и тези от типа турбокомпаунд. През последните години сериозен интерес представляват системите за рекупериране на енергия базирани на термодинамичните цикли (Ранкин, Стърлинг и Ериксон), термо-акустичните системи, термоелектрическите генератори и др. От системи за рекупериране на енергия най-подходяща за интегриране в двигателите с вътрешно горене е системата базирана на термодинамичния цикъл на Ранкин поради по-високата си ефективност в сравнение с останалите.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Целта на дисертационния труд е да се изследва възможността за повишаване на ефективния к.п.д. и намаляване на специфичния разход на гориво на дизелов двигател с вътрешно горене, предназначен за лек автомобил, чрез рекупериране на енергия от отработилите газове с помощта на система базирана на цикъл на Ранкин.

За постигането на поставената цел е необходимо изпълнението на следните основни задачи:

1. Експериментално изследване на работния процес и параметрите на отработилите газове на съвременен дизелов двигател;
2. Разработване на компютърен симулационен модел на дизелов двигател и калибриране на модела с помощта на резултатите от експерименталните изследвания;
3. Изследване на топлинния баланс и възможността за рекупериране на енергия от отработилите газове и охладителната система на дизелов двигател, предназначен за лек автомобил;
4. Разработване на математичен модел на системата за рекупериране на енергия от отработилите газове на базата на цикъл на Ранкин;

5. Експериментално изследване на ефективността на топлообмен в системата за рекуперирание на енергия от отработилите газове на ДВГ базирана на цикъл на Ранкин;
6. Изследване на влиянието на работните параметрите на системата за рекуперирание на енергия от отработилите газове върху к.п.д. на цикъла на Ранкин;
7. Изследване на влиянието на системата за рекуперирание на енергия от отработилите газове базирана на цикъл на Ранкин върху ефективните показатели на изследвания двигател.

Експерименталните изследвания на работния процес и параметрите на отработилите газове на съвременен дизелов двигател са проведени в лабораториите на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ към Факултета по Транспорта на Технически университет - София. Численото изследване на топлинния баланс и възможностите за рекуперирание на енергия от отработилите газове и охладителната система на дизелов двигател е проведено с помощта на разработен компютърен симулационен модел в програмата AVL Boost. Моделът на двигателя е валидиран на базата на получените по експериментален път резултатите за налягането в цилиндъра и параметрите на отработилите газове на изпитвания двигател. Експерименталното изследване на ефективността на топлообмен в системата за рекуперирание на енергия от отработилите газове на ДВГ е проведено върху експериментален стенд на екипа „Турбомашини и двигатели“ към лаборатория CMGPCE на университета CNAM, Saint-Cyr, Франция. Изследването на влиянието на параметрите на системата за рекуперирание на енергия от отработилите газове върху к.п.д. на цикъл на Ранкин и изследването на влиянието върху показателите на двигателя е осъществено чрез разработен изчислителен модел на цикъл на Ранкин в програмната среда Python (x,y) и е валидиран на базата на експериментално изследвания топлообмен в изпарителя.

Научна новост

Настоящото изследване дава оценка на възможността за повишаване на ефективната мощност и ефективния к.п.д. на дизелов двигател при използване на система за рекуперирание на енергия от отработилите газове на базата на цикъл на Ранкин при използването на вода като работен флуид. На базата на експерименталните изследвания на двигателя е апроксимиран законът на топлоотделяне в горивната камера с помощта на двойна функция на Вибе. Тези резултати бих могли да се използват за симулиране на работния процес на дизеловите двигатели с непосредствено впръскване. Чрез прилагане на втория принцип на термодинамиката е оценен поотделно потенциалът за рекуперирание на енергия от отработилите газове и този на охладителната система на дизелов двигател.

Практическа приложимост

Резултатите от дисертационния труд могат да се използват при реализирането на система за рекуперирание на енергия от отработилите газове на ДВГ на базата на цикъл на Ранкин. Симулационният модел на цикъла на Ранкин може да се използва за оптимизиране и оразмеряване на компонентите в системата: помпа, изпарител, разширителна машина, както и за оптимизиране на параметрите на работния флуид: налягане и масов дебит. За практическото реализиране на подобна система върху лек автомобил са необходими значителен брой допълнителни изследвания с цел намаляване на габаритните размери и масата на отделните компоненти, а също така и повишаване на тяхната ефективност. Особен проблем при автомобилите се явява необходимостта от охлаждане на кондензатора. За масовото прилагане е необходимо също и изготвянето на технико-икономическа оценка на подобна система върху цената на автомобилите и възвращаемостта на направената инвестиция.

Апробация

Дисертационния труд е докладван и одобрен на разширен катедрен съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ на Техническия университет - София, състоял се на 17.07.2017 г.

Публикации

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в осем публикации, от които една самостоятелна, на различни научни форуми и списания, както следва: Международна конференция trans&MOTAUTO'15, Варна 2015 г., Международна конференция ECOS'15, По, Франция 2015 г., Международна научна конференция BulTrans'15, Созопол 2015, Европейски автомобилен конгрес EAEC-ESFA'15, Букурещ 2015, Международна научна конференция COFRET'16, Букурещ 2016, Международна научна конференция BulTrans'16, Созопол 2016, Международна научна конференция TMREES'16, Париж 2016, Международно научно списание „Машины, технологии, материали“ 2017.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от **170** страници, като включва увод, 5 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо **152** литературни източници, като **146** са на латиница и **5** на кирилица, а останалите са интернет адреси. Работата включва общо **150** фигури и **9** таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА ПРОБЛЕМА

1. Изисквания за намаляване на емисиите на въглероден диоксид от двигателите с вътрешно горене.

Парниковият ефект и последващото го глобално затопляне са основната причина в световен мащаб да има стремеж към намаляване на емисиите от парникови газове. Съдържанието на въглероден диоксид в атмосферата е преобладаващо, поради тази причина водещите страни и световните организации прилагат мерки за ограничаване на неговото отделяне в атмосферата [1].

Транспортният сектор е втори по обем на емисиите на парникови газове с приблизително 25% от общото производство и неговите емисии продължават да нарастват. От проучване направено в сектора се установява, че най-голямо въздействие има сухопътният транспорт като произвежда над 80 % от общото количество CO₂ [2].

Въвеждането на мерки за намаляване на емисиите CO₂ от сухопътния транспорт е тема на дискусия в ЕС от 90-те години на XX век. Първите задължителни ограничения на емисиите на CO₂ за транспортни средства са договорени през 2009 г. [3]. Този стандарт за CO₂ емисии има за цел да ограничи емисиите за всеки ново произведен автомобил след 2015 г., като референтната стойност е 130 g/km, а за автомобилите произведени след 2020 г. емисиите са ограничени на 95 g/km.

Бъдещото развитие на транспорта и в частност на двигателите с вътрешно горене, е тясно свързано с покриването на нормите за емисиите CO₂. Усъвършенстването на съществуващи технологии и разработването на изцяло нови системи и прилагането им в двигателите с вътрешно горене се превръща в основна цел за инженерите по цял свят.

2. Методи за повишаване на коефициента на полезно действие и за намаляване на разхода на гориво на двигателите с вътрешно горене.

2.1. Обзор на съвременните технологии за повишаване на коефициента на полезно действие и намаляване на разхода на гориво.

2.1.1. Системи за принудително свръхпълнене, използващи енергията на отработилите газове (Турбокомпресор).

Системите за газотурбинно свръхпълнене са широко разпространени както при дизеловите двигатели така и при бензиновите двигатели през последните години. Основните предимства на системата са повишаване на ефективния к.п.д. на двигателя и специфичната мощност. Основни недостатъци са влошените пускови качества на дизеловите двигатели и малкия ефект върху показателите на двигателя при ниска честота на въртене поради недостатъчната енергия на отработилите газове [6].

2.1.2 Директно подаване на гориво в цилиндъра.

Системите за директно впръскване в цилиндъра на ДВГ се използва при автомобилните дизелови двигатели от 90-те години на миналия век. Този начин на смесообразуване има редица предимства като: по-малък разход на гориво; намалени токсични компоненти; по-голям механичен и ефективен к.п.д. на двигателя; по-висока специфична мощност на двигателя и др. Недостатъците на двигателите с директно впръскване на бензин са: сложен алгоритъм за управление на впръскване на гориво; по-високи емисии на въглеводородите (CH); по-високи емисии от (NO_x) при работа на пълно натоварване; образуване на сажиди и др. [10].

2.1.3 Намаляване на ходовия обем (downsizing).

Намаляването на ходовия обем на бензиновите двигатели с вътрешно горене е един от ефективните методи за намаляване на разхода на гориво и на емисиите CO_2 [14]. В изследването [15] е представено намаляване на разхода на гориво до 22 % при градски условия.

2.1.4 Системи за намаляване на помпените загуби чрез управление на хода на пълнителния клапан.

Загубите за смяна на работното вещество в цилиндрите при бензиновите двигатели представляват съществена част от механичните загуби на двигателя в режими с частично натоварване. В началото на 21-ви век се разработиха системи, при които напълването на цилиндрите с работно вещество се управлява чрез управление на хода и моментите на отваряне и затваряне на пълнителния клапан. В серийно производство тези системи се вграждат от фирмите BMW и NISSAN [16].

2.1.5 Променлива степен на сгъстяване.

С нарастване на степента на сгъстяване се повишава индикаторният к.п.д., както и се подобряват условията за смесообразуване и горене поради по-високото налягане и температурата на работното вещество в края на сгъстяването. Предимствата са: лесно пускане в ход; повишаване на ефективния к.п.д. и намаляване на специфичния разход на гориво; и др. Недостатъците са: усложнената конструкция и добавяне на допълнителни детайлите [17,18,19,20].

2.1.6 Нискотемпературни горивни процеси (CAI и HCCI).

Намаляване на специфичния разход на гориво и намаляване на вредните емисии от двигателите с вътрешно горене при частично натоварване е възможно чрез организиране на нискотемпературен горивен процес. Това може да се постигне чрез самовъзпламеняване на бедни хомогенни гориво-въздушни смеси HCCI (Homogeneous charge compression ignition) или чрез контролирано самовъзпламеняване CAI (Controlled auto-ignition) [21,22,23].

2.2 Методи за повишаване на ефективния коефициент на полезно действие и намаляване на разхода на гориво на ДВГ чрез рекуперирание на топлинна енергия.

2.2.1 Потенциал за рекуперирание на топлинна енергия от двигателите с вътрешно горене.

Топлинният баланс на двигателите с вътрешно горене показва, че максималните стойности на ефективния к.п.д. не превишават 35 % за дизеловите двигатели и 30 % за бензиновите. Това показва, че по време на работа на автомобилните ДВГ повече от 60 % от енергията внесена с горивото не се оползотворява и се губи под формата на топлина. Следователно, рекуперирането на част от неоползотворената енергия представлява добра перспектива за бъдещо усъвършенстване на ДВГ. Съществуват следните начини за рекуперирание на топлинна енергия от двигателите с вътрешно горене: системи от типа турбокомпаунд; термоелектрически генератори; термо-акустични системи; затворени термодинамични цикли (Ранкин, Ериксон, Стърлинг и др.).

За оценка на потенциала за рекуперирание на топлинна енергия е по-подходящо да се използва понятието ексергия (exergy), изведено на базата на втория принцип на термодинамиката.

2.2.2 Турбокомпаунд

Системите от типа турбокомпаунд преобразуват част от енергията на отработилите газове в механична или електрическа. Недостатък, че се създава допълнително хидравлично

съпротивление в изпускателната система. Предимствата на системата са представени в изследване [25,26]: повишаване на специфичната мощност на ДВГ и намаляване на специфичния разхода на гориво, малко тегло на системата и компактна конструкция.

2.2.3 Термоелектрически генератори

Термоелектрическите генератори използват свойствата на някои материали, които под действие на разлика в температурата генерират напрежение (ефект на Seebeck). Термоелектрическите генератори не създават шум и вибрации, нямат движещи се детайли и водят до минимални съпротивления в изпускателната система. Въпреки тези предимства поради ниския к.п.д., високата цена и голямата им маса на този етап не са намерили приложение [29].

2.2.4 Термоакустични системи

Термоакустичните двигатели са устройства, които използват топлинната енергия за да генерират звукови вълни. Термоакустичните двигатели имат някои недостатъци като: сравнително ниска мощност и големи размери; по-ниска ефективност в сравнение с някои други устройства; сложна конструкция и висока цена [33,34].

2.2.5 Затворени термодинамични цикли

2.2.5.1 Цикъл на Стирлинг

Съществуват три конфигурации на цикъла на Стирлинг: алфа, бета и гама. В изследване [35] е показано, че цикълът на Стирлинг има висока ефективност, когато работи с топлинни източници с ниска топлинна енергия.

2.2.5.2 Цикъл на Ериксон(Джаул)

Двигателят на Ериксон е бутална машина с външен топлинен източник. В изследвания [36,37] представят резултати от изследване на система базирана на цикъл на Ериксон, като е докладвано, че системата рекуперира 10 % от енергията.

2.2.5.3 Цикъл на Ранкин

Цикълът на Ранкин (RC) е затворен термодинамичен цикъл, който преобразува топлинната енергия в механична. Системата базирана на цикъла се състои от следните елементи: работен флуид, разширителна машина, помпа и топлообменници (изпарител и охладител). За работен флуид в цикъла на Ранкин може да се използва вода, алкохоли, CO₂ и органични флуиди. Органичните флуиди са на базата на въглеводородни съединения (пропан, изо-бутан, бензен и др.) или хладилни агенти (R245fa, R134a и др.). При използване на органични флуиди в цикъла на Ранкин, той се нарича органичен цикъл на Ранкин (ORC).

В изследвания [42,43,44,45,46,47,48,49,50,51,52,53] са представени резултати за рекупериране на енергия от различни типове ДВГ чрез ORC. От тези изследвания се стига до извода, че органичните флуиди са подходящи за рекупериране на енергия от източник с ниска температура. Системите работещи с органични флуиди работят с коефициент на полезно действие между 8 % и 15 %.

В [24,54,55,56] е изследван цикъл на Ранкин работещ с вода или работен флуид различен от органичните флуиди, като система за рекупериране на енергия от двигатели с вътрешно горене. Резултатите представят възможност за намаляване на разхода на гориво на ДВГ в диапазона от 4 % до 10 %, а коефициентът на полезно действие на цикъла се изменя от 1 % до 14 %.

3. Обзор на елементите от цикъла на Ранкин

3.1 Работен флуид

Изборът на работен флуид за цикъла на Ранкин е важен, тъй като термо-физичните свойства на флуида оказват съществено влияние върху ефективността, размерите и конструкцията на системата. Важен критерий на работния флуид е наклона на кривата на насищане в T-s диаграмата му. Спрямо този показател флуидите се делят на три вида: „сухи“, „мокри“ и т.н. изоентропни флуиди. Примери за флуиди попадащи във втората категория са водата и амоняка.

Работните флуиди трябва да отговарят на редица критерии [62], като: да не водят до разрушаване на озоновия слой, нисък вискозитет, висока латентна топлина на изпарение и висока топлопроводимост; да е химически стабилен; да е трудно запалим; да не е токсичен; нерадиоактивен; да има добри смазочни свойства; ниска цена и др.

В [68,69,70,71,72,73,74,75,76,77,78,79] са изследвани различни органични флуиди. От тези проучвания се стига до извода, че флуиди R245fa, R134a и R123 показват най-високи мощностни показатели на органичния цикъл на Ранкин и са най-често използвани.

За да се подобрят показателите на някои работни флуиди или за да се избегнат някои от техните недостатъци могат да се използват и смеси от органични флуиди [75,83,84,85,86].

3.2 *Разширителни машини*

Разширителната машина е елемент от системата, в който се преобразува топлинната енергия на флуида в механична работа. Съществуват различни типове разширителни машини, като приложение за момента намират следните: турбинни, бутални, винтови, спирални, пластинчати и др. [88]

3.2.1 *Разширителни машини от турбинен тип*

Турбинните машини са подходящи за разширителни машини при относително голяма мощност на цикъла на Ранкин, например в парните електроцентрали. За приложението като разширителни машини в цикъла на Ранкин се използват радиални и аксиални турбинни машини.

Представените изследвания [91,92,93,94,95,96] на радиална турбина, като разширителна машина, дават изменение на коефициента на полезно действие в широки граници от 40 % до 85 %, а честотата на въртене на ротора на турбината от 15000 min^{-1} до 63000 min^{-1} .

3.2.2 *Разширителни машини от бутален тип*

Буталните разширителни машини намират широко приложение в системи базирани на цикъла на Ранкин [97]. Този тип обемни машини имат цикличен работен процес, което изисква използването на газоразпределителен механизъм, също така създават вибрации вследствие на инерционните сили. Въпреки тези недостатъци буталните разширителни машини са предпочитани при малка мощност на цикъла, заради тяхната надеждност и възможност за работа с различни видове флуиди. Честотата им на въртене е сравнително ниска, което ги прави лесни за адаптиране към колянния вал на двигателя или към електрически генератор без необходимост от използването на редуктор.

От проведените проучвания на бутални разширителни машини [101,102,103,104] се достига до извода, че коефициента им на полезно действие се изменя от 60 % до 70 %. В други изследвания на разширителни машини от бутален тип [106,107,108,109] коефициентът на полезно действие се изменя в диапазона от 18 % до 75 %, а честотата на въртене от 300 min^{-1} до 4000 min^{-1} .

3.2.3 *Винтови разширителни машини*

Винтовите разширителни машини намират приложение в системите базирани на цикъла на Ранкин използващи органични флуиди за работна течност и малка мощност на топлинния източник. Основните предимства на винтовите машини са относително посто-яния

въртящ момент на изхода, дълъг живот, висок обемен к.п.д., ниско ниво на течове, ниско ниво на шума, ниски нива на вибрации и др. Недостатък е сложната изработка [111].

От разгледаната литература за винтови разширителни машини [112,113,114,115,116,117,118,119,120,121] е установено, че коефициентът на полезно действие се изменя в диапазона от 34% до 83%, а честота на въртене от 300 min^{-1} до 3670 min^{-1} .

3.2.4 Разширителни машини от спирален тип

Този тип разширителни машини са обемни ротационни машини. Спиралните разширителни машини представени в проучвания [122,123,124] са с коефициент на полезно действие от 26 % до 76 %, с честота на въртене от 400 до 3600 min^{-1} .

3.2.5 Разширителни машини от пластинков тип

Предимства на този тип разширителни машини са ниската цена, работата с различни работни флуиди, сравнително ниската честота на въртене, безшумна работа и възможност за работа с високи налягания. В изследване [126] тестват прототип на подобна разширителна машина, като максималната мощност е 3.98 kW , при максимална честота на въртене 3000 min^{-1} .

3.3 Топлообменници

Топлообменници са устройства за пренасяне на топлина от един флуид към друг. Поради огромното си конструктивно разнообразие топлообменниците могат да бъдат класифицирани по различни признаци.

От разгледаните статии [129,130,131,132,133,134,135,136,137] за конструкцията на топлообменника изпарител се установява, че най-голямо разпространение имат тръбните топлообменници, като при различните конструкции коефициента на полезно действие варира от 24 % до 76 %.

4. Изводи

- Бъдещото развитие на транспорта и в частност на двигателите с вътрешно горене е пряко свързано с нарастващите изискванията към емисиите CO_2 , отделяни в атмосферата.
- Въпреки разработването на съвременни технологични решения за повишаване на ефективния к.п.д. и намаляване на разхода на гориво чрез подобряване на горивния процес, бъдещите екологични изисквания към двигателите с вътрешно горене изглеждат трудно постижими;
- Поради това че, минимум 60 % от енергията на горивото в ДВГ се губи под формата на топлина, системите за рекуперирание на топлинна енергия представляват перспективен метод за повишаване на ефективния к.п.д. и за намаляване на специфичния разход на гориво;
- Рекуперирането на енергия от отработилите газове има по-голям потенциал в сравнение с охладителната система поради по-високата ексергия на отработилите газове, която достига до 19 % от топлината внесена с горивото;
- Анализът на различните системи за рекуперирание на енергия показва, че цикълът на Ранкин е най-перспективния метод за рекуперирание на енергия от отработилите газове на двигателите с вътрешно горене. Неговият к.п.д. достига до 15 %;
- Изборът на работен флуид при система за рекуперирание на енергия от отработилите газове на ДВГ работеща по цикъл на Ранкин е труден поради факта, че температурата на отработилите газове се изменя в широк диапазон. Водата е подходящ флуид при

температура над 300 °C, което обхваща режимите на средно и пълно натоварване на ДВГ;

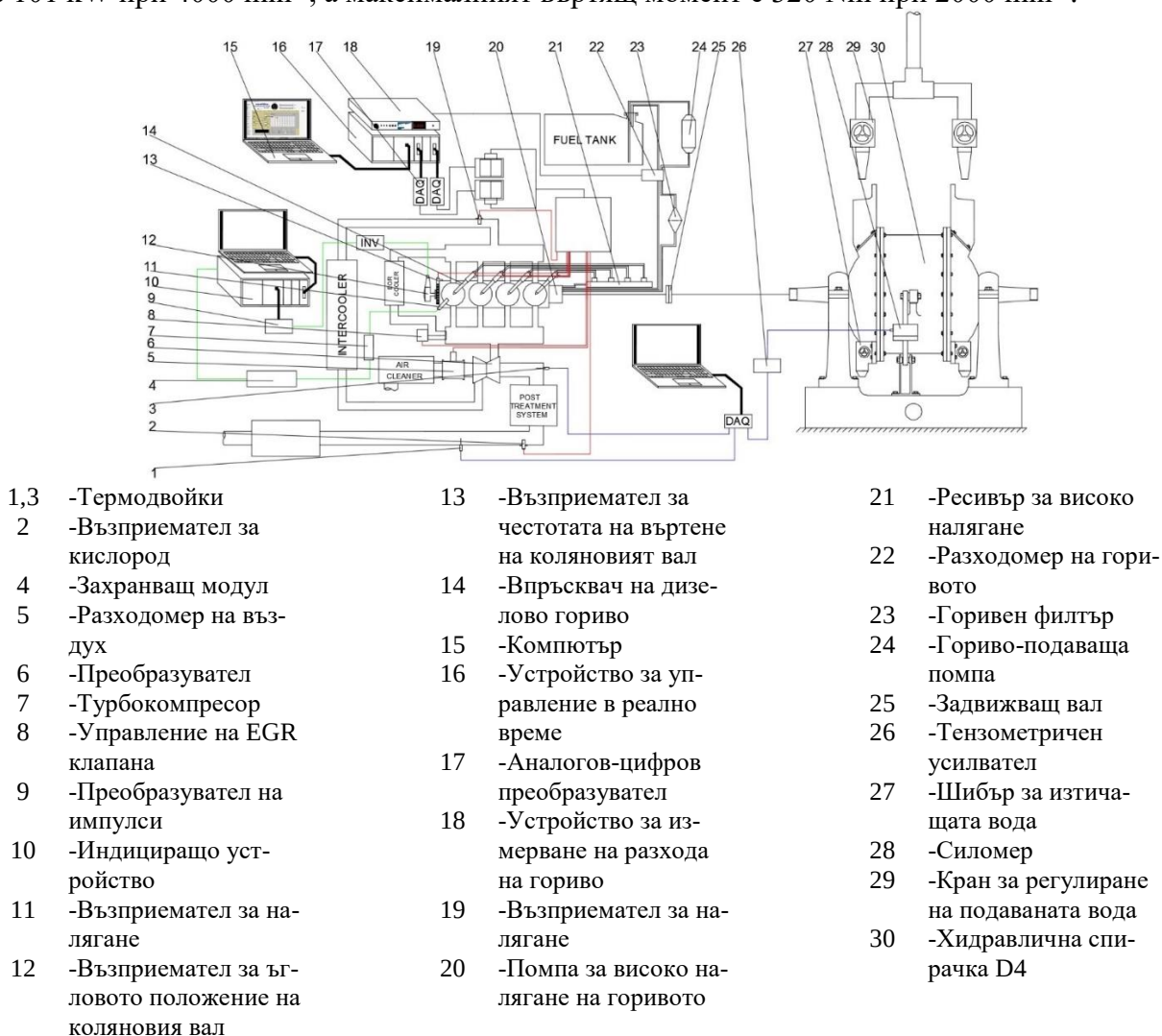
- Коефициентът на полезно действие на цикъла на Ранкин зависи от топлинния източник, работния флуид, конструкцията на топлообменника (изпарителя), вида на разширителната машина и от работните параметри на флуида (налягане и дебит).

ГЛАВА 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ

1. Описание на експерименталния стенд

Лабораторията за изпитване на двигателя е част от лабораториите на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ към факултета по транспорта в Техническия университет – София.

Изпитваният двигател е четири цилиндров с работен обем от 1998 cm³. Той е произведен от фирмата PSA (Peugeot Société Anonyme) и е оборудван с гориво-подаваща система от типа Common-Rail на фирмата Delphi, турбокомпресор с променлива геометрия и система за рециркулация на отработилите газове (EGR). Максималната мощност на двигателя е 101 kW при 4000 min⁻¹, а максималният въртящ момент е 320 Nm при 2000 min⁻¹.



Фиг. 2.1. Схема на изпитателния стенд

2. Регулировъчни параметри на двигателя

Регулировъчните параметри на двигателя са взети от техническата документация, любезно предоставена ни от PSA.

За този двигател налягането на впръскване се изменя в диапазона от 30 МРа до 160 МРа, като с нарастване на честотата на въртене и средното ефективно налягане нараства и налягането на впръскване.

Максималното количество гориво, което се подава при предвпръскването е 2.5 mg/cp, като в по-голямата зона от работното поле, количеството предвпръснато гориво се равнява приблизително на 5 % от цялото количество гориво.

Количеството гориво подавано с основната порция се изменя от 5 до 60 mg/cp, като с нарастване на средното ефективно налягане и количеството подавано гориво нараства.

Началото на подаване на порцията предвпръснато гориво се изменя от -4 до -35. Отрицателните стойности се отнасят за градусите от завъртане на колянвия вал, които са преди горно мъртво положение (ГМП).

Началото на подаване на основното впръскване се изменя от 2 градуса след ГМП до 16 градуса преди ГМП.

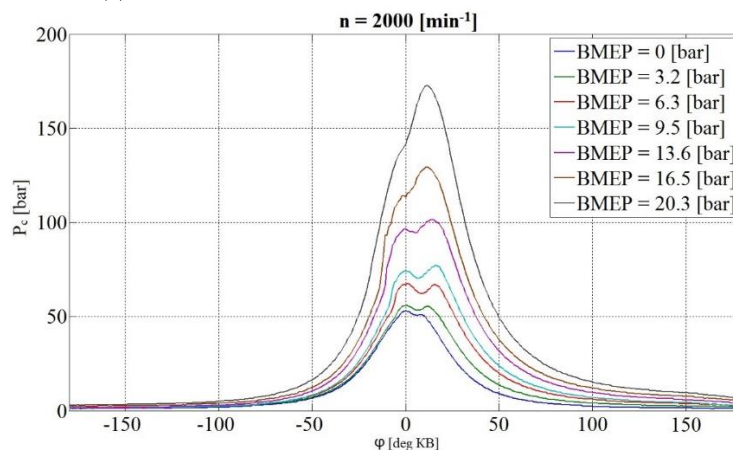
Изменението на налягането в пълнителния тръбопровод след турбокомпресора е от 0 до 1.3 bar, в зависимост от натоварването и честотата на въртене.

3. Експериментално изследване

Изпитанията проведени с двигателя са в работното поле от 1400 до 2400 min⁻¹, като със стъпка от 200 min⁻¹ са снети товарни характеристики от работа без натоварване до пълно натоварване.

3.1 Изменение на налягането в цилиндъра

При честотата на въртене 2000 min⁻¹, при която е максималният въртящ момент от 320 Nm е и максималното измерено налягане в цилиндъра от 172.5 bar при ъгъл на завъртане на колянвия вал 11 °KB след ГМП.

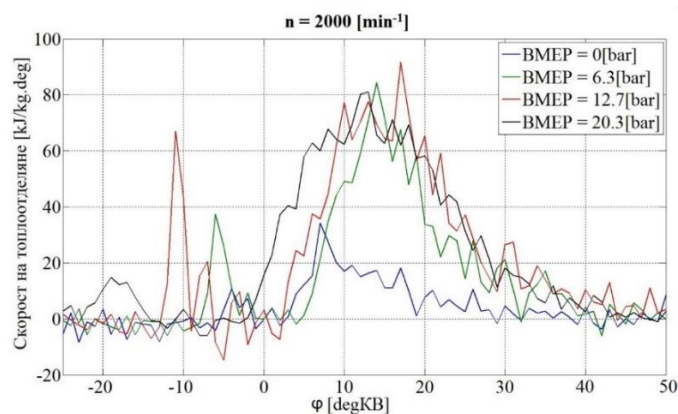


Фиг. 2.29. Изменение на налягането в цилиндъра при 2000min⁻¹

3.2 Динамика на топлоотделяне

При снемането на изменението на налягането в цилиндъра, системата за индициране на AVL и в частност индициращото устройство Indiskop 647 дават възможност за изчисление на скоростта на топлоотделяне по време на горивният процес.

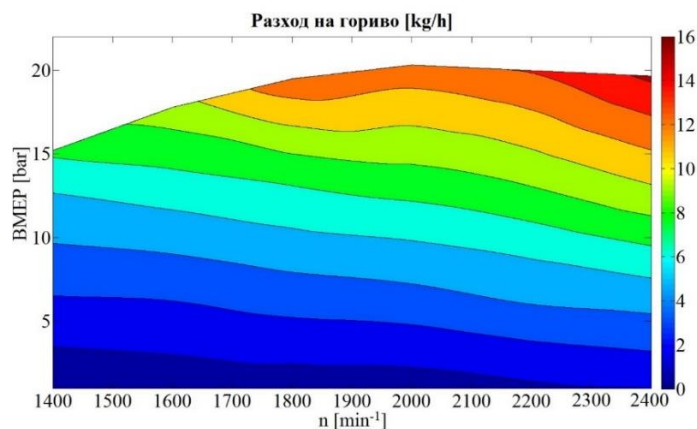
На фиг. 2.35 максималната стойност на скоростта на топлоотделяне от порцията предвпръснато гориво е 63 kJ/kg.deg при 11°KB преди ГМП, а максималната скорост на топлоотделянето от основната порция гориво е 90 kJ/kg.deg при 17 °KB след ГМП, като и двете стойности са при средно ефективно налягане 12.7 bar.



Фиг. 2.35. Скорост на топлоотделяне при 2000min⁻¹

3.3 Изменение на разхода на гориво

Изменението на разход на гориво при работата на двигателя в работния диапазон от 1400 до 2400 min⁻¹ и от минимално до пълно натоварване се изменя от 0.3 до 15.3 kg/h (фиг. 2.38).



Фиг. 2.38. Разход на гориво на дизеловия двигател

3.4 Изследване на параметрите на отработилите газове

Параметрите на отработилите газове в изпускателната система, които са представени, са за масов дебит и температурата, измерена непосредствено преди турбокомпресо-ра и на 1.5 метра след него.

Максималната стойност на температурата на отработилите газове преди турбокомпресора е 688 °C и е при честота на въртене 1600 min⁻¹ и средно ефективно налягане от 17.8 bar. Максималната стойност на температурата на отработилите газове на 1.5 m след турбокомпресора е 518 °C и е при честота на въртене 2400 min⁻¹ и средно ефективно налягане от 19.7 bar.

Резултатите за масовия дебит на отработените газове не са измерени директно в изпускателната система, а са изчислени въз основа на масовия дебит на въздуха постъпващ към цилиндрите през пълнителната система и разхода на гориво на двигателя:

$$\dot{m}_g = G_r + G_b, \text{ kg/h} \quad (2.1)$$

Масовият дебит на отработилите газове се изменя от 77 до 270.1 kg/h.

4. Изводи

На базата на проведените експерименти и получените резултати са направени следните изводи:

- Снетите серия индикаторни диаграми и скорости на топлоотделянето в цилиндъра в работния диапазон на двигателя от 1400 min⁻¹ до 2400 min⁻¹ и от минимално до пълно

натоварване, дават нагледна представа за протичането на горивния процес в цилиндъра на съвременен дизелов двигател.

- При пълно натоварване на двигателя максималната стойност на налягането в цилиндъра се изменя в диапазона от 130.8 bar до 172.5 bar. Абсолютната максимална стойност е измерена при честота на въртене 2000 min^{-1} ;
- Анализът на скоростта на топлоотделяне в изследваните режими показва два пика в закона дължащи се съответно на предварителната порция и основната порция гориво;
- Максималната скорост на топлоотделяне е 94 kJ/kg.deg при 1400 min^{-1} и средно ефективно налягане на двигателя 12.9 bar ;
- Максималната температура на отработилите газове преди входа на турбината на турбокомпресора е 688°C , а в сечението на 1.5 m след турбокомпресора е 518°C . Това показва съществено намаляване на наличната енергия на входа на топлообмения от системата за рекуперация на енергия на базата на цикъл на Ранкин.

ГЛАВА 3. ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ

1. Описание на модела в AVL Boost

За създаването на модела на двигателя с вътрешно горене е използвана програмата AVL Boost. Създаденият модел е на изпитвания двигател, представен в предната глава.

1.1. Моделиране на процесите в цилиндъра

За задаването на параметрите на цилиндъра се използва елемента "Cylinder".

Термодинамичните процеси в цилиндъра се изчисляват на базата на първия закон на термодинамиката записан за отворена термодинамична система:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\phi} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{dQ_F}{d\phi} - \sum \frac{dQ_w}{d\phi} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\phi} + \sum \frac{dm_i}{d\phi} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\phi} \cdot h_e \quad (3.1)$$

където:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\phi}$ – изменение на вътрешната енергия на работното вещество в цилиндъра

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\phi}$ – работа извършена от буталото

$\frac{dQ_F}{d\phi}$ – внесената енергия с горивото

$\sum \frac{dQ_w}{d\phi}$ – топлообмена през стените на цилиндъра

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\phi}$ – количеството енергия отведена вследствие на пропуските на работно вещество към картера

$\frac{dm_{BB}}{d\phi}$ – масата на газове преминали в картерното пространство

Изменението на масата в цилиндъра се изчислява като се използва уравнението за запазване на масата, записано в диференциална форма:

$$\frac{dm_c}{d\phi} = \sum \frac{dm_i}{d\phi} - \sum \frac{dm_e}{d\phi} - \frac{dm_{BB}}{d\phi} \quad (3.2)$$

Заедно с уравнението за изменение на масата в цилиндъра за определяне на параметрите на работното вещество в цилиндъра се използва уравнението на състоянието на газа:

$$p_c = \frac{1}{v} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \quad (3.3)$$

Дебитът на газове през пълнителния и изпускателния клапан се изчислява от уравнението за установено изтичане на работно вещество през проходното сечение на клапана при постоянна разлика в налягането:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi \quad (3.4)$$

където

$\frac{dm}{dt}$ – моментен дебит на работното вещество

За поток с по-ниска скорост от тази на звука функцията на изтичане се изчислява по следната зависимост,

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.5)$$

За поток със скорост равна на тази на звука,

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (3.6)$$

Ефективното проходно сечение на клапана се определя като се изходи от геометричното проходно сечение на клапана и се отчетат хидравличните и топлинните загуби през клапана чрез коефициента на дебита:

$$A_{eff} = f_{sc} \cdot \sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4} \quad (3.7)$$

Преместването на буталото се използва за определяне на изменението на обема на цилиндъра във функция от ъгъла на завъртане на колянния вал:

$$s = (r + l) \cdot \cos \psi - r \cdot \cos(\psi + \varphi) - l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\psi + \varphi) - \frac{e}{l} \right)^2} \quad (3.9)$$

$$\psi = \arcsin \left(\frac{e}{r+l} \right) \quad (3.10)$$

При численото изследване е използван закон за скоростта на топлоотделяне изчислен чрез функцията на Вибера:

$$\frac{dX}{d\varphi} = \frac{6.9}{\varphi_z} \cdot (m + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \cdot e^{-6.9 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{(m+1)}} \quad (3.11)$$

$$dX = \frac{dQ}{Q} \quad (3.12)$$

Количеството топлина, преминало през стените на горивната камера, се изчислява с помощта на следната зависимост:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3.14)$$

За определяне на коефициента на топлообмен в модела е използван моделът на Вошни:

$$\alpha_w = 0,013 \cdot D_c^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot v^{0,8} \quad (3.15)$$

Скоростта v се определя по следния начин:

$$v = C_1 \cdot v_b + C_2 \cdot \frac{v_c \cdot T_0}{p_0 \cdot V_0} \cdot (p_c - p_{c(wc)}) \quad (3.16)$$

Коефициентите C_1 и C_2 имат следните стойности, предложени от Вошни:

- По време на процесите изпускане и пълнене: $C_1=6.18$, $C_2=0$;
- По време на процеса сгъстяване: $C_1=2.28$, $C_2=0$;
- По време на процесите горене и разширение: $C_1=2.28$, $C_2=0.00324$.

За дефиниране на закона на движение на клапаните беше смет профил на гърбиците, задвижващи пълнителните и изпускателните клапани и беше отчетена кинематиката на газоразпределителния механизъм.

1.2. Моделиране на турбокомпресора

В елемента „Turbocharger” се дефинират параметрите на турбокомпресора. При тези симулации е използван опростен модел на турбокомпресора. При този подход се въвежда степента на повишаване на налягането след компресора и усреднени коефициенти на полезно действие на турбината и компресора, за да може да се изчисли енергийният баланс на турбокомпресора.

1.3. Изчисляване на топлообмена в междинния охладител

Чрез елемента „Air Cooler” се въвеждат параметрите на топлообменника за охлаждане на въздуха след компресора.

1.4. Моделиране на процесите в тръбопроводите и общите обеми от пълнителната и изпускателната система

Пълнителната и изпускателната система се дефинират чрез елементите тръбопровод „Pipe“ и обемния елемент „Plenum”.

За моделиране на неустановеното движение на флуида в тръбопроводите се използва система от частни диференциални уравнения записана във векторен вид, известна още като уравнение на Ойлер:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (3.17)$$

където U представя вектора на състоянието,

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot c_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (3.18)$$

а F е вектора на потока

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot (E + p) \\ \rho \cdot u \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

където E е пълната вътрешна енергия,

$$E = \rho \cdot c_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (3.20)$$

Променливата от дясната страна се състои от две части:

$$S(U) = S_A(F(U)) + S_R(U) \quad (3.21)$$

Първата част от горното уравнение отчита промяната в напречното сечение на тръбопровода

$$S_A(F(U)) = -\frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \cdot \left(F + \begin{pmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right) \quad (3.22)$$

Втората компонента отчита химически реакции и пренос на топлина между газовете и стените на тръбопровода. Цялото уравнение придобива вида:

$$S_R(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{F_R}{V_{cc}} \\ \frac{q_w}{V_{cc}} \\ M \cdot W_j \cdot \left(\sum_i^{R_{nom}} v_{i,j} \cdot \dot{r}_i \right) \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

Силата на триене между флуида и стените на тръбопровода се дефинира чрез коефициента на триене ' λ_f ':

$$\frac{F_R}{V_{cc}} = \phi \cdot \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{hyd}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (3.24)$$

Коефициентът на триене ' λ_f ' зависи от числото на Рейнолдс.

$$R_e = \frac{d_{hyd} \cdot u}{\nu} \quad (3.25)$$

Коефициентът на конвективен топлообмен между газа и стените на тръбопровода се моделира чрез числото на Нуселт:

$$Nu = \frac{\alpha_{gw} \cdot d_{hyd}}{\lambda_g} \quad (3.26)$$

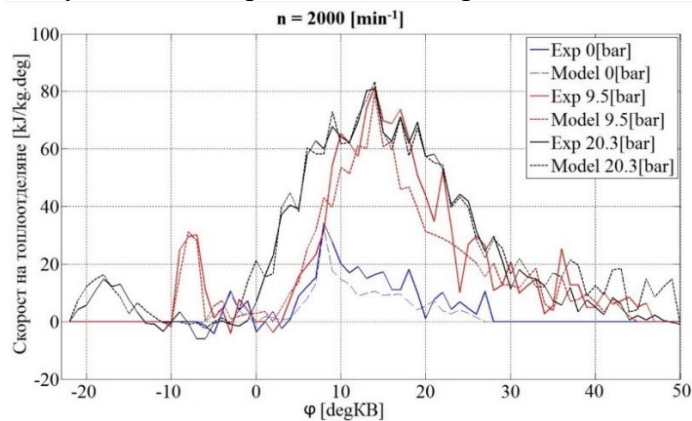
Изчисляването на параметрите на газа в този елемент се пресмята на базата на първия принцип на термодинамиката по подобие на процесите в цилиндъра.

1.5. Въвеждане на основните параметри при симулиране

Елементът „E1“ (фиг. 3.1) е този, в който се задават основните параметри на двигателя като: честота на въртене, тактност на двигателя, ред на работа на отделните цилиндри, механичните загуби и др. Освен тези, в този елемент се задават и параметрите необходими за пресмятане на механичните загуби.

2. Калибриране на модела

При калибрирането на модела са използвани получените по експериментален път индикаторни диаграми на изменението на налягането в цилиндрите на двигателя. При задаването на горивния процес е използван модела “Target pressure curve”, където се задават стойностите на налягането в цилиндъра за един работен цикъл. Получените резултати за скоростта на топлоотделяне от симулацията са сравнени с експериментално снетите такива.



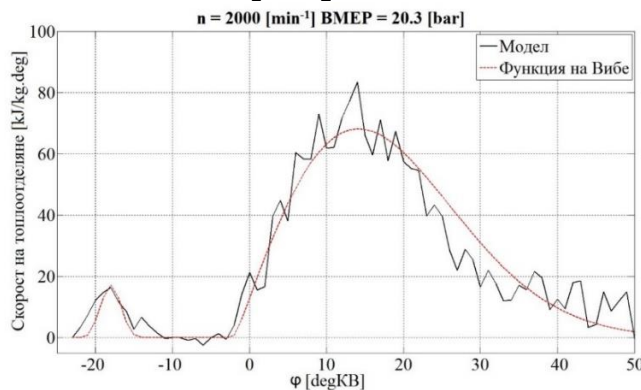
Фиг. 3.9. Сравнение на скоростите на топлоотделяне при 2000 min⁻¹

За да може да бъде изследвано цялото работно поле на двигателя (включително и това, което не е изследвано експериментално), законите за скоростта на топлоотделяне са апроксимирани, като е използвана двукомпонентна функция на Вибе. Диференциалният закон за топлоотделяне, при двукомпонентна функция, придобива вида:

$$\frac{dX}{d\varphi} = a_1 \cdot \frac{6,9}{\varphi_{z1}} \cdot \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}}\right)^{m_1} \cdot (m_1 + 1) e^{\left(-6,9 \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_{z1}}\right)^{(m_1+1)}} + a_2 \cdot \frac{6,9}{\varphi_{z2}} \cdot \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}}\right)^{m_2} \cdot (m_2 + 1) e^{\left(-6,9 \cdot \frac{\varphi_2}{\varphi_{z2}}\right)^{(m_2+1)}} \quad (3.27)$$

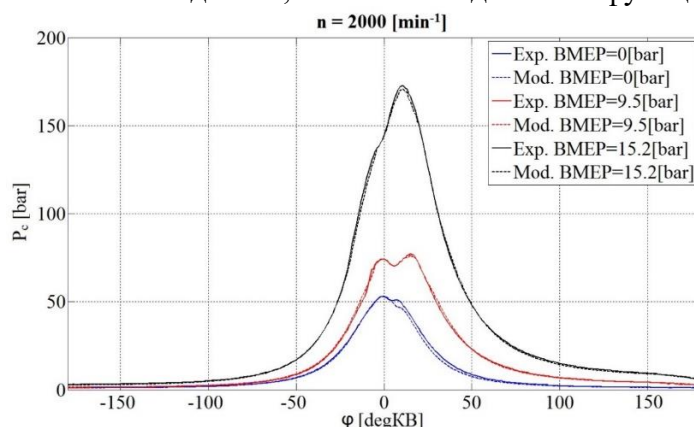
където:

$$a_1 + a_2 = 1 \quad (3.28)$$



Фиг. 3.17. Сравнение на скоростите на топлоотделяне при 2000 min⁻¹ и средно ефективно налягане 20.3 bar

За да бъде валидиран симулационният модел на двигателя са сравнени индикаторните диаграми получени по експериментален път и тези изчислени от модела при използване на законите за скоростта на топлоотделяне, изчислени с двойната функция на Вибе.



Фиг. 3.22. Сравнение на изменението на налягането в цилиндъра при 2000 min^{-1}
При честота на въртене 2000 min^{-1} максималните разлики са:

- На празен ход максималната разлика е малко след максималното налягане и е 3.9 bar, което е грешка от 7.4 %.
- При средно ефективно налягане 9.5 bar максималната разлика между кривите е 1 bar или 1.3 %, като се наблюдава при максималното налягане.
- За точката отговаряща на максималния въртящ момент на двигателя максималната разлика е 3 bar или грешка от 1.86 %, намираща се непосредствено след максималното налягане.

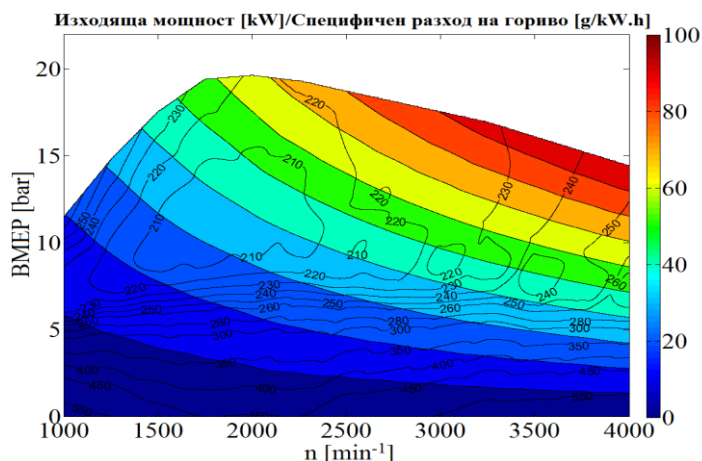
Тъй като двигателя работи без предвпръскване в зоната над 3500 min^{-1} , в тези режими е използвана единична функция на Вибе. В тази зона параметрите на функцията на Вибе бяха определени на базата на препоръчаните стойности за изменението на параметрите на Вибе в работното поле на двигателя, заложили в програмата. В тези режими на работа на двигателя за валидиране на модела са използвани мощностните показатели, дадени от производителя на двигателя и максималните стойности на налягането в цилиндъра.

3. *Топлинен баланс на изследвания двигател и оценка на възможността за рекуперирание на неоползотворената топлинна енергия*

3.1 *Топлинен баланс на двигател с вътрешно горене*

За да се формулира топлинния баланс се използва следното уравнение [9]:

$$Q_f = Q_{eff} + Q_{col} + Q_{exh} + Q_{fr} + Q_{un}, [\text{kJ}] \quad (3.29)$$



Фиг. 3.29. Ефективна мощност на двигателя и специфичен разход на гориво

На фиг. 3.29 е представено изменението на мощността и специфичния разход на гориво в цялото работно поле на двигателя.

Изходящата мощност е с максимална стойност от 101 kW при 4000 min⁻¹. На същата графика е представен и специфичният разход на гориво, който е с минимална стойност от 206 g/kW.h.

За по-добро онагледяване на резултатите топлинният баланс е представен под формата на мощностен баланс, като за целта енергията е изчислена за единица време. Като се приеме, че неотчетените топлинни загуби са равни на нула, уравнение 3.29 придобива вида:

$$P_f = P_{eff} + P_{col} + P_{exh} + P_{fr} \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (3.37)$$

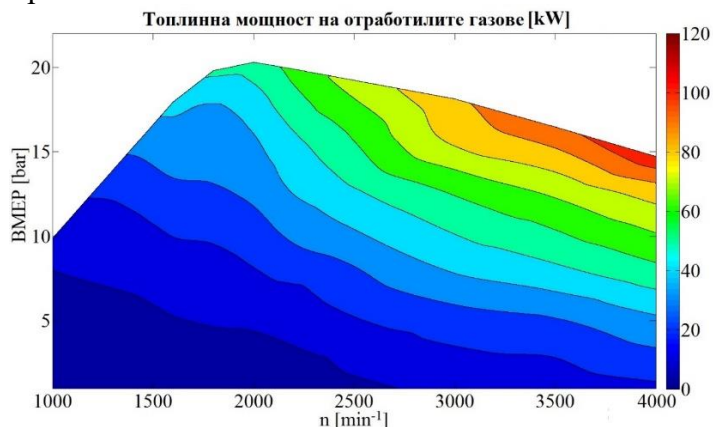
От представените резултати за параметрите на отработилите газове, в изпускателната система преди турбокомпресора, температурата се изменя в диапазона от 189 °C до 727 °C, като с увеличаването на натоварването температурата на отработилите газове се увеличава.

Дебитът на отработилите газове се изменя от 0.02 до 0.12 kg/s, като максималната стойност е в зоната на максималната мощност на двигателя. Максималната топлинна мощност на газовете е 108 kW (фиг. 3.33).

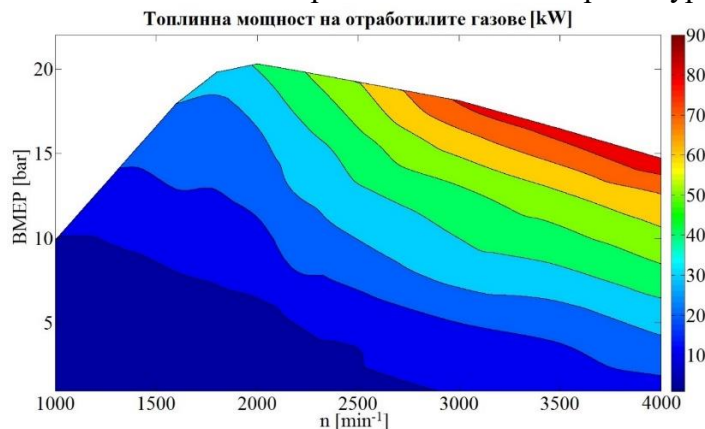
Изменението на температурата на отработилите газове в изпускателната система на 1.5 m след турбокомпресора е в диапазона от 164 °C до 620 °C. Максималната стойност на топлинната мощност е 88 kW при 4000 min⁻¹.

Топлинната мощност в охладителната уредба (фиг. 3.39) е значително по-малка от тази на отработилите газове. Максималната стойност от 40 kW.

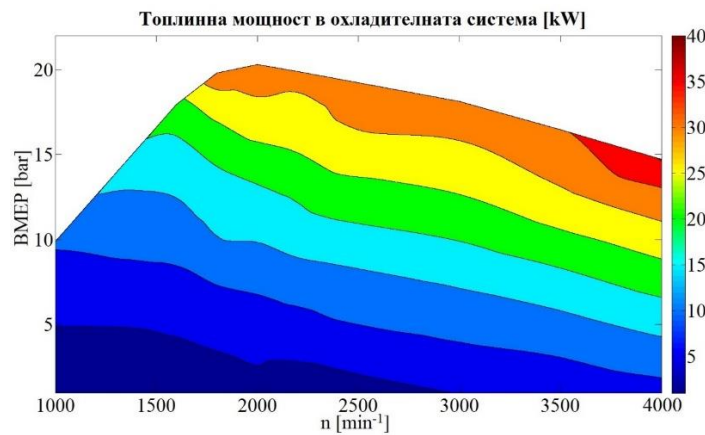
Една малка част от загубите се дължи на механичните загуби и задвижването на спомагателните агрегати. Тези загуби се повишават пропорционално на нарастването на честотата на въртене на двигателя и не зависят от средното ефективно налягане. Максималната стойност е 10.3 kW при 4000 min⁻¹.



Фиг. 3.33. Топлинна мощност на отработилите газове преди турбокомпресора



Фиг. 3.37 Топлинна мощност на отработилите газове на 1.5 m след турбокомпресора



Фиг. 3.39. Топлинна мощност в охладителната система

3.2 Оценка на възможността за рекуперирание на неоползотворената топлинна енергия

Топлинният баланс на двигателя може да представи ефективността на двигателя и количеството на неоползотворената енергия в отработилите газове, и охладителната уредба, но не може да покаже потенциала за възстановяването им. Поради тази причина е направен анализ на потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове и охладителната система.

$$\Delta E_x = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \text{ [kJ]} \quad (3.38)$$

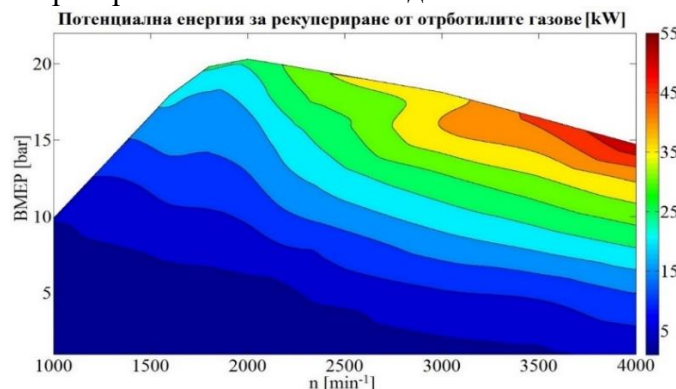
$$S - S_0 = c_{p_g} \cdot \ln\left(\frac{T_g}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_g}{p_0}\right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{K}}\right] \quad (3.39)$$

където T_0 е 293 K.

За определяне на потенциала за рекуперирание на енергия от изпускателната и охладителната система на двигателя като се изходи от топлинната мощност е въведено понятието ексергийна мощност. За отработилите газове тя се изчислява по следния начин:

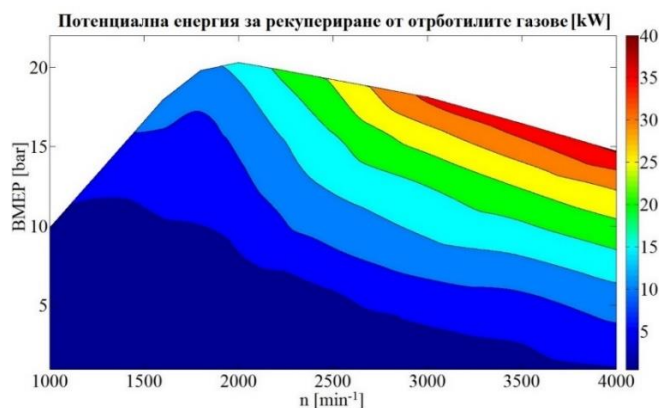
$$P_{ex} = \dot{m}_g \cdot (h - h_0) - \dot{m}_g \cdot T_0 \cdot (s - s_0) \text{ [kJ/s]} \quad (3.40)$$

Потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове и охладителната система е показан на фиг. 3.42 до 3.44. Потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове преди турбокомпресора се изменя от 1 kW до 56.8 kW.

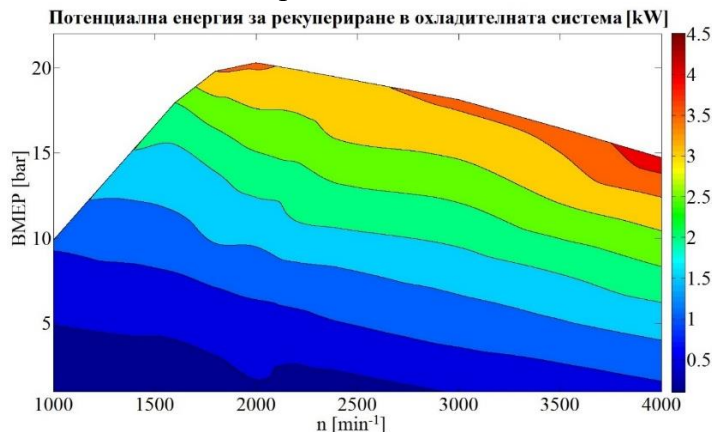


Фиг. 3.42. Ексергийна мощност на отработилите газове преди турбокомпресора

На фиг. 3.43 е представен потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове в изпускателната система на разстояние 1.5 m след турбокомпресора. Потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове в този участък се изменя от 0.9 kW до 40.3 kW.



Фиг. 3.43. Ексергийна мощност на отработилите газове на 1.5m след турбокомпресора



Фиг. 3.44. Ексергийна мощност в охладителната система

Потенциала за реципиране на енергия в охладителната система (фиг. 3.44) варира в диапазона от 0.1 kW до 4 kW. Тези резултати показват, че потенциалът за реципиране на енергия на отработилите газове е много по-голям в сравнение с потенциала на охладителната система.

4. Изводи

На базата на получените резултати се стига до следните изводи:

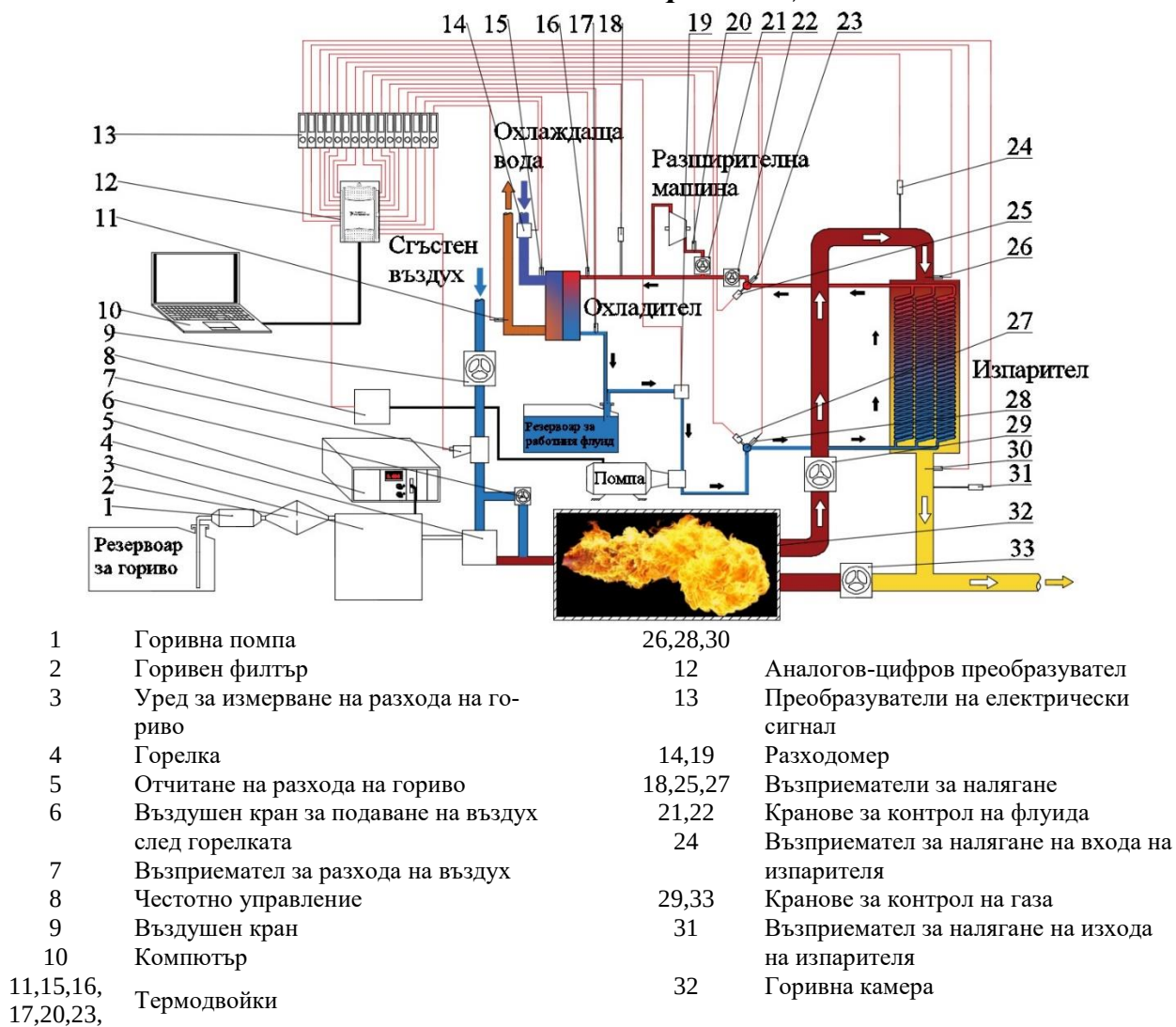
- Топлинният баланс на двигателят показва, че голяма част от неоползотворената топлинна енергия се съдържа в отработилите газове на двигателя. Топлинната мощност на отработилите газове се изменя в диапазона от 3.2 kW до 108 kW в изпускателната система непосредствено преди турбокомпресора, докато топлинната мощност в отработилите газове на 1.5 m след турбокомпресора е в диапазона от 2.9 kW до 88 kW;
- Неоползотворената топлинна енергия, която се съдържа в охладителната система е значително по-малка в цялото работно поле на двигателя, като топлинната мощност се изменя в диапазона от 1 kW до 42 kW;
- Анализът на потенциала за реципиране на неоползотворената топлинна енергия показва, че той е най-голям от отработилите газове. Ексергийната мощност на отработилите газове преди турбокомпресора е в диапазона от 1 kW до 56.8 kW, а на 1.5 m след турбокомпресора е в диапазона от 0.9 kW до 40.3 kW. Ексергийната мощност в охладителната система е в диапазона от 0.1 kW до 4 kW;
- Стойностите на относителната ексергия на отработилите газове в изпускателната система отнесени към енергията внесена с горивото показват теоретичната въз-

можност за повишаване на ефективния к.п.д. на двигателя. Тези стойности се изменят в диапазона от 12 % до 23.8 % за сечението преди турбокомпресора, и от 6.9 % до 18.3 % в сечението на 1.5 m след турбокомпресора;

- Относителната ексергия в охладителната система е значително по-малка от тази в изпускателната система като максималната и стойност е 3.3 %.

ГЛАВА 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИЗПАРИТЕЛ В СИСТЕМА ЗА РЕКУПЕРИРАНЕ НА ТОПЛИННА ЕНЕРГИЯ БАЗИРАНА НА ЦИКЪЛ НА РАНКИН

1. Описание на изпитателния стенд базиран на цикъл на Ранкин



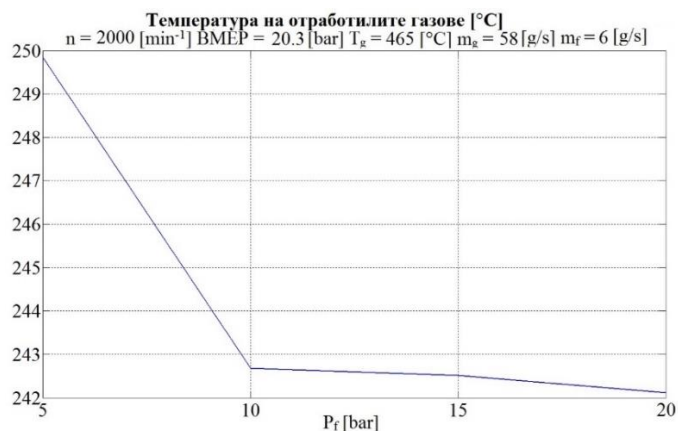
Фиг. 4.1. Схема на експерименталния стенд

2. Експериментално изследване на коефициента на полезно действие на изпарителя

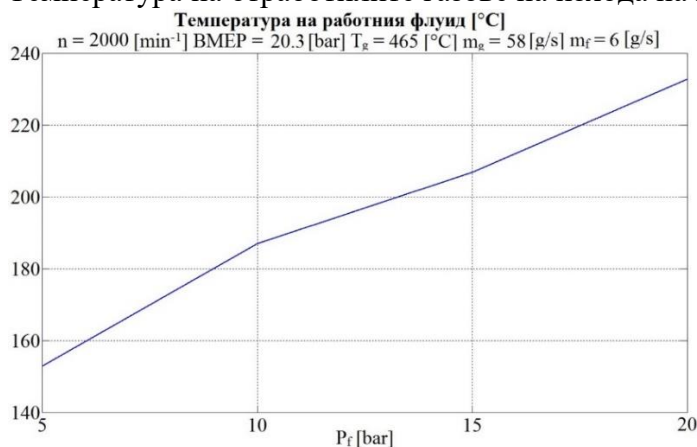
Експерименталното изследване е проведено в 28 работни точки от работното поле на двигателя, като за всяка една от тези точки са установени температурата и дебита на отработилите газове чрез модела на двигателя. Снеманите резултати са снети при стойности за дебита на работния флуид 2, 4, 6, 8 и 10 g/s, и за налягането на работния флуид 5, 10, 15 и 20 bar.

2.1 Експериментално снети резултати

Представени са резултати за изменението на температурите на отработилите газове и работния флуид на изхода от топлообменника, във функция от налягането на работния флуид, като са взети резултатите при максималното натоварване и честота на въртене 2000 min^{-1} .



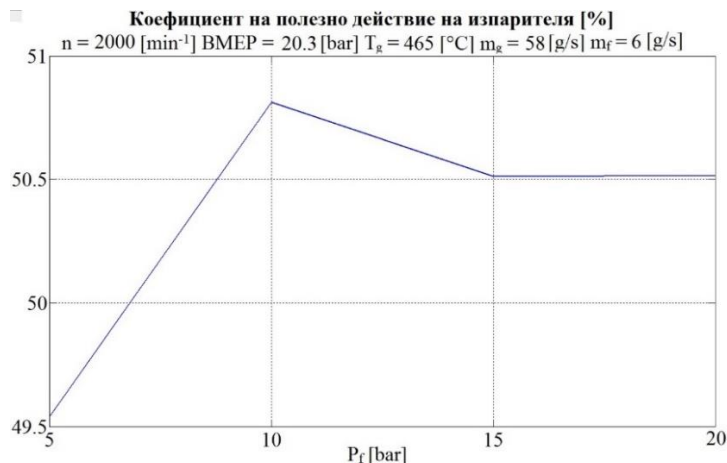
Фиг. 4.14. Температура на отработилите газове на изхода на изпарителя



Фиг. 4.19. Температура на работния флуид на изхода на изпарителя

2.2 Изследване на коефициента на полезно действие на изпарителя

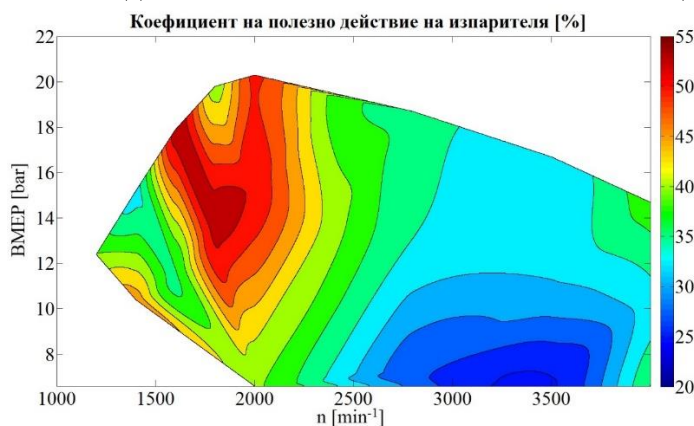
Така снетите резултати от проведения експеримент са обработени и анализирани, като на тяхна база е изчислена енергията, която преминава от отработилите газове към работния флуид и след това е изчислен коефициента на полезно действие на топлообменника (фиг. 4.25).



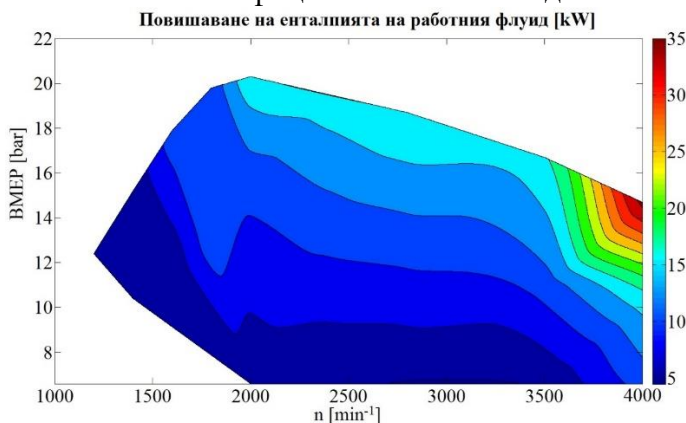
Фиг. 4.25. Изменението на коефициента на полезно действие на изпарителя

Резултатите, представени на фигури от 4.30 до 4.33 са в част от работно поле на двигателя, като не са включени зоните, в които измерените резултати за параметрите на работния флуид са със стойности, които съвпадат с линията за фазово изменение на водата или са от лявата и страна.

На фиг. 4.29 са представени стойности на коефициента на полезно действие на изпарителя в част от работно поле на двигателя. Като той се изменя от 24.8 % до 51.9 %.



Фиг. 4.29: Изменението на коефициента на полезно действие на изпарителя



Фиг. 4.30. Изменението на топлинната мощност в работния флуид

На фиг. 4.30 е представено изменението на топлинната мощност на работния флуид след изпарителя, съответстващо на максималните стойности на коефициента на полезно действие в работното поле на двигателя. Максималната стойност на топлинната мощност на работния флуид е 35 kW.

Въз основа на проведените изследвания на коефициента на полезно действие на изпарителя, в част от работно поле на двигателя, са установени и оптималните стойности за дебита и налягането на работния флуид. Дебита на работния флуид се изменя от 2 g/s до 10 g/s, максималната стойност е при максималната стойност на мощността на двигателя. Налягането се изменя от 5 bar до 20 bar и в по-голяма част от работното поле то е около 20 bar.

3. Изводи

На базата на получените резултати се стига до следните изводи:

- Така избраната система базирана на цикъл на Ранкин не позволява пълното изпарение на работния флуид във всички изследвани точки от работното поле на двигателя. Като в случаите с по-ниска топлинна енергия в отработилите газове се наблюдава невъзможността работният флуид да бъде прегрят в изпарителя;

- Представеният изчислен коефициент на полезно действие на прототипа на изпарител се изменя в границите от 25% до 51.9%, в изследваната част от работното поле на двигателя. Максималните стойности за коефициента на полезно действие са в зоната с максимален ефективен к.п.д. на двигателя;
- Изменението на топлинната мощност на работния флуид след изпарителя е в зависимост от енергията на отработилите газове на входа на изпарителя и се увеличава с увеличаване на честотата на въртене и натоварването на двигателя;
- Въз основа на проведения експеримент са установени и оптималните стойности за дебита и налягането на работното вещество, в така конфигурираната система базирана на цикъл на Ранкин, при работа като система за рекуперирание на енергия от отработилите газове на съвременен дизелов двигател с вътрешно горене.

ГЛАВА 5. ЧИСЛЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА СИСТЕМА ЗА РЕКУПЕРИРАНЕ НА ЕНЕРГИЯ БАЗИРАНА НА ЦИКЪЛ НА РАНКИН

1. Модел на цикъл на Ранкин

За създаването на числения модел на термодинамичен цикъл на Ранкин при работа на установени режими е използван обемен (0D) физичен модел. Изчислителният алгоритъм е реализиран в средата на програмният продукт Python(x,y). За работен флуид при изчисленията е избрана вода и нейните термофизични свойства са дефинирани чрез база данни на CoolProp интегрирана в Python(x,y).

1.1. Топлообмен в изпарителя

За моделиране на процеса на топлообмен в топлообменника се използва дискретен модел, при който топлообменникът е разделен на крайни елементи, като за всеки елемент се изчислява количеството преминала топлина от отработилите газове към флуида.

$$Q_{he[i]} = A_{[i]} \cdot K_{[i]} \cdot (T_{gas[i]} - T_{wf[i]}) \quad (5.1)$$

Площта на топлообмен $A_{[i]}$ се определя на базата на изчислената обща топлообмена площ на топлообменника разделена на броя елементи, на които е разделен топлообменника.

Коефициента на топлопренасяне за всеки елемент $K_{[i]}$ се определя поотделно за двата флуида и стената на тръбопровода, която е между тях.

Общият коефициент на топлопренасяне е определен, както следва:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_f} + \frac{(d_2 - d_1)}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_g} \quad (5.2)$$

Коефициентът на топлопроводност през стената на тръбопровода λ е константа и е избран на базата на материала, от който са направени тръбопроводите.

Коефициентът на топлообмен от страната на работния флуид се определя по два начина. При преминаването си през тръбопроводите в топлообменника работния флуид преминава през три фази, в които той е в течно състояние, газообразно и смес от двете. Когато работният флуид е в единична фаза коефициента на топлообмен се определя по формула:

$$\alpha_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (5.3)$$

В случаите, когато работният флуид е смес от течност и пара се използва зависимостта:

$$\alpha_f = \frac{[1 + 1.8 \cdot M_f^{-0.87}] \cdot 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \cdot \lambda}{D} \quad (5.9)$$

Коефициента на топлообмен от страната на газовете е определен по формула:

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (5.11)$$

След определяне на количеството топлинна енергия преминало от отработилите газове към работния флуид в един елемент трябва да се определят входните величини на температурата на отработилите газове и работния флуид за следващия елемент. Това става като се използват зависимостите:

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot T_{gas[i]} - Q_{he[i]} = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot T_{gas[i+1]} \quad (5.15)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot T_{wf[i]} + Q_{he[i]} = \dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot T_{wf[i+1]} \quad (5.16)$$

Общото количество преминала топлинна енергия от отработилите газове към работния флуид се определя:

$$Q_{he} = \sum_{i=1}^n Q_{he[i]} \quad (5.17)$$

1.2. Изчисляване на мощността на цикъла

Мощността на цикъла е изчислена чрез разликата между мощността на разширителната машина и необходимата мощност за задвижване на помпата.

$$P_{RC} = P_{exp} - P_p \quad (5.18)$$

За да се опрости изчисляването на мощността на разширителната машина е прието, че процеса на разширение на работния флуид в нея е адиабатен без да се отчита фазовото превръщане на флуида ако настъпи такова.

След преобразуването на уравнението на адиабатата е изведена функцията, с която се определя стойността на налягането в края на процеса разширение.

$$p_2 = \frac{p_1}{\varepsilon^\chi} \quad (5.24)$$

С определянето на всички необходими параметри на работния флуид в началото и в края на процеса разширение може да се определи мощността на разширителната машина:

$$P_{exp} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_3 - h_{4is}) \cdot \eta_{exp} \quad (5.25)$$

За да се определи мощността необходима за задвижване на хидравличната помпа е използвано уравнението:

$$P_p = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot (h_{2is} - h_1)}{\eta_p} \quad (5.26)$$

Коефициента на полезно действие на цикъла на Ранкин и оценката на ефективността на цикъла са определени по формули:

$$\eta_{RC} = \frac{P_{RC}}{H_{fs}} \cdot 100 \quad (5.27)$$

$$\eta_{RC0} = \frac{P_{RC}}{H_g} \cdot 100 \quad (5.29)$$

1.3. Алгоритъм на изчислителната програма

Първоначално се задават входните параметри за системата, като температури, наляганя и дебит в началото на процеса. Следващата стъпка е да се определи общия коефициент на топлообмен между двата флуида и на негова база да бъде определено количеството пренесена топлинна енергия от отработилите газове към работния флуид в топлообменника. Топлинната мощност на работния флуид след топлообменника се получава, като към топлинната мощност на работния флуид преди топлообменника се добавя пренесената топлинна енергия от отработилите газове в изпарителя. След определянето на параметрите на отработилите газове и работния флуид на изхода от изпарителя, и изчисляването на мощността на помпата и разширителната машина се определят и коефициента на полезно действие на цикъла, както и мощността на цикъла.

2. Валидиране на модела

Валидирането на модела е осъществено чрез сравнение на изчислените чрез модела температури на изхода на изпарителя на работния флуид и отработилите газове с тези получено по експериментален път с помощта на стенда на цикъла представен в предната глава.

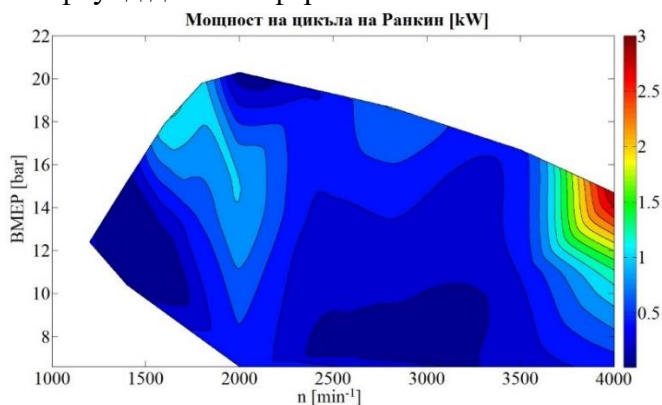
Най-голямата разлика в измерените и изчислените стойности на изхода на топлообменника при работния флуид е 26 °C. В процентно отношение на максималната разлика към максималната температура за точката полученото отклонение е 9.6 %.

Най-голямата разлика в измерените и изчислените стойности на изхода на топлообменника при отработилите газове е 46 °C. В процентно отношение за този работен режим полученото отклонение е 19 %.

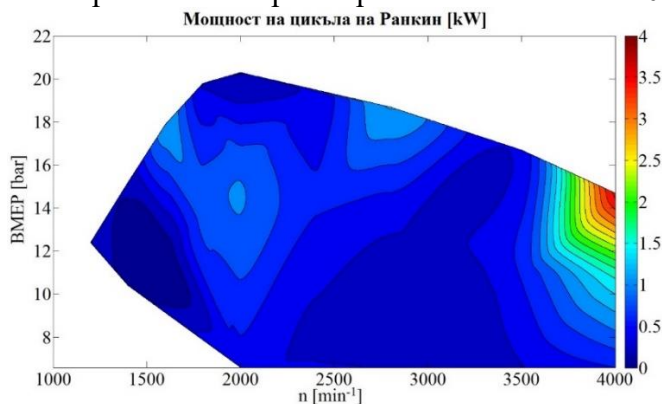
3. Числено изследване на показателите на цикъл на Ранкин и влиянието му върху мощностните показатели на двигателя.

3.1 Изследване на мощността на цикъла на Ранкин

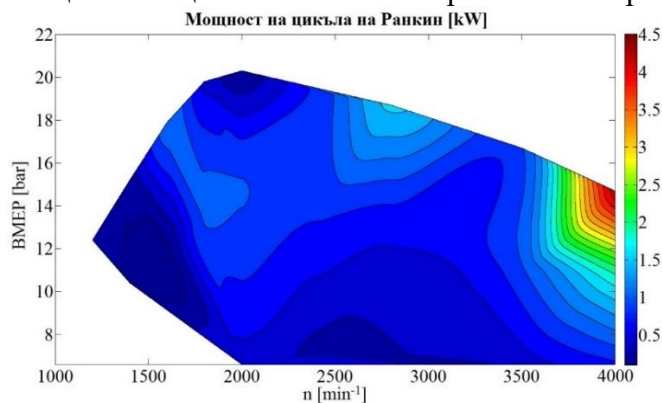
Проведено е изследване на мощността на цикъла с разширителна машина от бутален тип с две различни степени на разширение ($\epsilon=4$ и $\epsilon=6$) и идеална разширителна машина с разширение на работния флуид до атмосферното налягане.



Фиг. 5.10. Мощност на цикъла на Ранкин при степен на разширение 4
Мощността на цикъла при степен на разширение 4 се изменя от 0.1 kW до 3 kW.



Фиг. 5.11. Мощност на цикъла на Ранкин при степен на разширение 6



Фиг. 5.12. Мощност на цикъла на Ранкин с идеална разширителна машина
Мощността на цикъла при степен на разширение 4 се изменя от 0.11 kW до 3.67 kW.

Мощността на цикъла при разширение до атмосферното налягане се изменя от 0.12 kW до 4.4 kW.

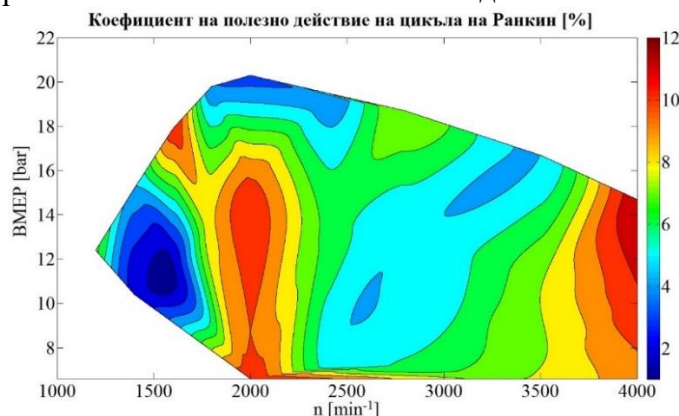
3.2. Коефициент на полезно действие на цикъл на Ранкин

Въз основа на проведеното изследване на мощността на цикъла при различни степени на разширение на разширителната машина е проведено и изследване на коефициента на полезно действие на цикъл на Ранкин.

Коефициентът на полезно действие на цикъла при работа с разширителна машина със степен на разширение 4 се изменя от 0.8 % до 8.6 %.

Коефициентът на полезно действие на цикъла при работа с разширителна машина със степен на разширение 6 се изменя от 1.3 % до 10.6 %.

Коефициентът на полезно действие на цикъла при работа с разширителна машина с разширение до атмосферното налягане се изменя от 1.9 % до 11.9 %.



Фиг. 5.15. Коефициент на полезно действие на цикъла с идеална разширителна машина

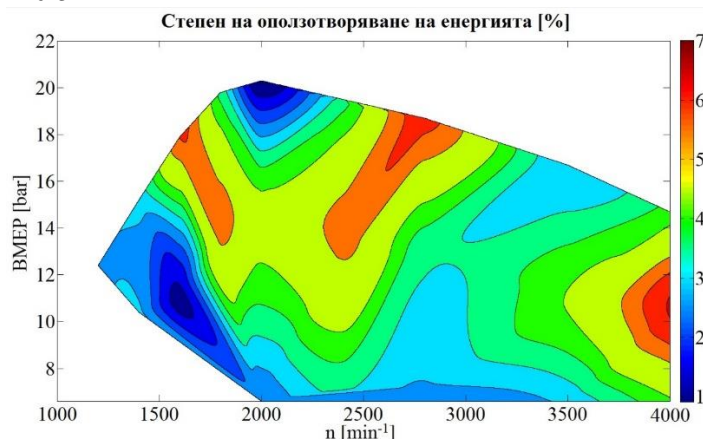
3.3 Степен на оползотворяване на енергията на отработилите газове

Въз основа на проведеното изследване на мощността на цикъла при различни степени на разширение на разширителната машина е проведено и изследване на степента на оползотворяване на енергията на отработилите газове.

Степента на оползотворяване на топлинната енергия на отработилите газове при разширителна машина със степен на разширение 4 е от 0.3 до 4.5 %. Максималната стойност е при 4000 min⁻¹ и 10.5 bar.

В случая с разширителна машина с степен на разширение 6 се изменя от 0.33 до 5.4 %. Максималната стойност е при 1400 min⁻¹ и 10.5 bar.

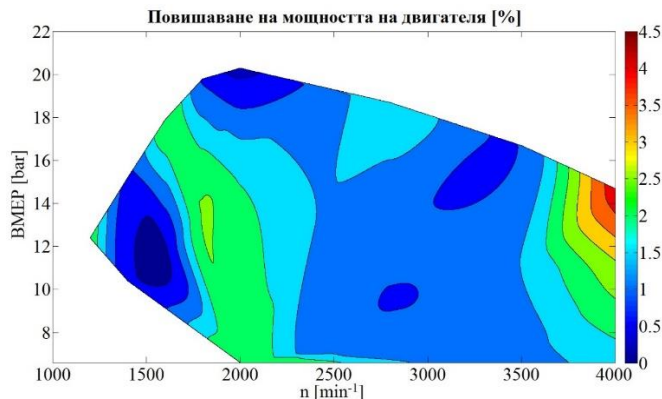
Стойностите получени с идеална разширителна машина отново са най-високи и се изменят от 0.9 до 6.55 %. Максималната стойност е при честота на въртене 4000 min⁻¹ и средно ефективно налягане 10.5 bar.



Фиг. 5.18. Степен на оползотворяване на топлинната енергия на отработилите газове с идеална разширителна машина

3.4 Влияние на система базирана на цикъл на Ранкин върху мощностните показатели на дизеловия двигател

Резултатите от това изследване са направени на базата на мощността на цикъла получена при бутална машина със степен на разширение 6 и с тази получена за идеална разширителна машина. Тези резултати са отнесени към мощността на двигателя получена чрез модела на двигателя в точките от работното му поле, в които е изчислена мощността на разширителната машина.



Фиг. 5.19. Повишаване на мощността на двигателя с мощността на разширителната машина при разширение до атмосферното

Процентното увеличение на мощността на двигателя с мощността на разширителната машина, в случая с идеална разширителна машина е в диапазона от 0.35 % до 4.3 %.

Процентното увеличение на мощността на двигателя с мощността на разширителната машина, в случая със степен на разширение 6 е в диапазона от 0.27 % до 3.63 %.

4. Изводи

На базата на получените резултати се достига до следните изводи:

- С увеличаване на степента на разширение на разширителната машина от 4 до 6, се увеличава и мощността на цикъла, като максималната изчислена стойност при степен на разширение 6 е 3.67 kW. В случаите когато процеса на разширение в разширителната машина е до атмосферното налягане максималната мощността достига до 4.4 kW.
- Коефициентът на полезно действие на цикъла е изчислен в зависимост от мощността на разширителната машина и се изменя в диапазона от 1.3 % до 10.6 % при степен на разширение 6, а в случая с идеална разширителна машина от 1.9 % до 11.9 %.
- Степента на оползотворяване на топлинната енергия на отработилите газове изчислена в зависимост от мощността на разширителната машина се изменя в диапазона от 0.33 до 5.4 % при степен на разширение 6, а в случая с идеална разширителна машина от 0.9 до 6.5 %.
- Система за рекуперирание на енергия от отработилите газове базирана на цикъл на Ранкин повишава мощността на изследвания двигател с до 3.63 % при използване на разширителна машина със степен на разширение 6, а в случая с идеална разширителна машина до 4.3 %.

ОБЩИ ИЗВОДИ

На базата на проведените теоретични и експериментални изследвания в дисертационния труд могат да се направят следните основни изводи:

- Експериментално е изследван работния процес в дизелов двигател с вътрешно горене чрез измерване на налягането в цилиндъра в част от работното поле на двигателя между 1400min^{-1} и 2400min^{-1} ;

- Експериментално са изследвани ефективните показатели на двигателя и параметрите на отработилите газове в две сечения от изпускателната система – непосредствено на входа на турбокомпресора и на разстояние 1.5m след турбокомпресора;
- Разработен е компютърен симулационен модела на двигателя като е използван софтуерът AVL Boost. С помощта на модела и експерименталните данни за изменение на налягането в цилиндъра са определени параметрите на функцията на Вибе (единична или двойна) за определяне на скоростта на топлоотделянето в цилиндъра в цялото работно поле на двигателя;
- Енергийният анализ и направената оценка на потенциала за рекуперирание на енергия на изследвания двигател показват, че въпреки високите стойности на топлинната мощност в отработилите газове и охладителната система, то потенциала за рекуперирание на енергия от отработилите газове е значително по-голям. Теоретично повишаването на к.п.д. на двигателя може да достигне до 18.3%, изчислено на базата на ексергията от отработилите газове и 3.3% въз основа на ексергията на охладителната система;
- Разработен е модел на цикъл на Ранкин, който включва дискретен модел на топлообмена в изпарителя от системата. Изчислителният алгоритъм на базата на модела е реализиран в програмната среда Python (x,y), като за определяне на параметрите на работния флуид е използвана база данни CoolProp;
- Проведените изследвания на прототипа за топлообменник (изпарител) от система за рекуперирание на енергия на базата на цикъл на Ранкин показва, че ефективността на топлообмен се изменя в диапазона от 25% до 51.9%;
- Установени са оптималните стойности за налягането и дебита на работния флуид в система за рекуперирание на енергия на базата на цикъл на Ранкин за постигане на максимален коефициент на полезно действие на топлообменника (изпарител);
- Изследвана е мощността на цикъл на Ранкин при използване на бутална разширителна машина с различна степен на разширение. Максималната стойност на мощността за трите изследвани машини е 3kW, 3.67kW и 4.4kW, съответно при степен на разширение 4, 6 и при разширение до атмосферно налягане;
- От получените резултати с трите разширителни машини максималното повишаване на ефективната мощност на двигателя и съответно намаляване на специфичния разход е в диапазона от 3.63 % до 4.3 %.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

Научно-приложни:

- Определен е законът за скоростта на топлоотделяне в горивната камера на съвременен дизелов двигател с директно впръскване и е направена апроксимация на закона с помощта на двойна функция на Вибе в зоните от работното поле на двигателя, където се реализира предвпръскване;
- Направена е оценка на възможността за рекуперирание на енергия от отработилите газове и охладителната система, на базата на втория принцип на термодинамиката и изчисляване на ексергията в двете системи;
- Създаден е математичен модел на термодинамичен цикъл на Ранкин, който включва дискретен модел на топлообменник. С помощта на модела е изследвана ефективността на цикъла при стационарни режими на работа.

Приложни:

- Създаден е експериментален стенд за изпитване на дизелов двигател с вътрешно горене за лек автомобил, който позволява изследване на работния процес в цилиндъра, параметрите на отработилите газове и ефективните показатели на двигателя;

- Чрез експериментални изследвания е определено изменението на налягането в цилиндъра и закона за скоростта на топлоотделяне в част от работното поле на двигателя;
- Създаден е компютърен симулационен модел на съвременен дизелов двигател с вътрешно горене, даващ възможност за изследване на работния процес, показателите на двигателя и енергията на отработилите газове и охладителната система;
- Експериментално е изследвана ефективността на топлообмен в тръбен топлообменник със срещуположно движение на двата флуида, използван в системата за рекуперирание на енергия базирана на цикъл на Ранкин, при различни параметри на отработилите газове и работния флуид;
- Изследвана е възможността за повишаване на ефективния к.п.д. на двигателя, респективно за понижаване на специфичния разход на гориво при рекуперирание на енергия от отработилите газове чрез система базирана на цикъл на Ранкин и използване на бутална разширителна машина с различна степен на разширение.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

[1] Milkov N., Evtimov T., Punov P., *“Advanced technologies for waste heat recovery in internal combustion engines”*, Proceedings of 23rd international scientific and technical conference on transport, road-building, agricultural, hoisting & hauling and military technics and technologies trans & MOTAUTO – 2015, Varna, Bulgaria, 2015, pp. 72-78

[2] Punov P., Evtimov T., Milkov N., Descombes G., Podevin P., *“Impact of Rankine cycle WHR on passenger car engine fuel consumption under various operating conditions”*, Proceedings of 28th international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS – 2015, Pau, France, 2015

[3] Milkov N., Danel Q., Punov P., Evtimov T., Périlhon C., Podevin P., *“Numerical and experimental study of heat exchanger designed for waste heat recovery system from exhaust gases based on Rankine cycle”*, Presented at Scientific Conference BulTrans-2015, Sozopol, Bulgaria, 2015, pp. 97-102.

[4] Punov P., Milkov N., Danel Q., Périlhon C., *“A Study of Waste Heat Recovery Impact on a Passenger Car Fuel Consumption in New European Driving Cycle”*, Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015, Bucarest, Romania, 2015, pp. 151-164.

[5] Milkov N., Punov P., Danel Q., Périlhon C., Podevin P., *“Etude paramétrique d'un cycle de Rankine pour la récupération d'énergie des gaz d'échappement d'un moteur d'automobile”*, Scientific Conference COFRET'16, Bucarest, Romania, 2016.

[6] Milkov N., Punov P., Danel Q., Périlhon C., Podevin P., *“Optimisation of waste heat recovery system operating parameters for diesel engine based on rankine cycle”*, Presented at Scientific Conference BulTrans-2016, Sozopol, Bulgaria, 2016.

[7] Punov P., Milkov N., Danel Q., Périlhon C., Podevin P., Evtimov T., *“Optimization of Automotive Rankine Cycle Waste Heat Recovery under Various Engine Operating Condition”*, Scientific Conference TMREES'16, Paris, France, 2016.

[8] Milkov N., Energy, *“Analysis and waste heat recovery potential of an automotive direct injection diesel engine”*, Proceedings Machines Technologies Materials – 2017 (Приета за публикуване).

SUMMARY

This study is motivated by the environment protection and the reduction of CO₂ emissions emitted by internal combustion engines. The aim of the thesis is to study the possibilities of thermal efficiency improvement and fuel consumption reduction of a direct injection diesel engine intended for a passenger car by means of waste heat recovery from exhaust gases based on Rankin cycle. In order to determine waste heat energy, the engine was experimentally tested over a part of the engine operating range. Thus, the combustion processes into the cylinder and the exhaust gases parameters was studied. A simulation model of the engine was also developed by means of the advanced simulation software AVL Boost. The engine model was calibrated by means of indicated pressure diagrams and the rate of heat release. In order to represent the rate of heat release at that engine operating points where separate injection occurs a double Vibe function was used. The waste heat recovery potential of exhaust gases and cooling system was estimated by means of engine energy balance and exergetic analysis. For the experimental study of the waste heat recovery system based on Rankin cycle, an existing test bench was used. Using the waste heat recovery system test-bench, the efficiency of the evaporator was investigated and the optimum values of mass flow rate and the pressure of the working fluid were determined in a part of the engine operating map. A 0D Rankine cycle model was developed in order to calculate the performance of the system. Then, the Rankine cycle model was transformed into a simulation code in Python(x,y). A validation of the Rankine cycle numerical model was conducted as the experimental efficiency of the heat transfer in the exchanger was used. Thus, by means of the numerical model the Rankine cycle output power and efficiency was studied in case of expansion machine with different rate of expansion. Finally, the impact of the waste heat recovery system on the performance of the studied engine was carried out. The results revealed that the engine brake power can be increased by 4.3% at the operating point that corresponds to the engine maximum power which means that the brake specific fuel consumption could be reduced by 4.1%.