

СЪДЪРЖАНИЕ

Предговор	3
1. Двигателят с вътрешно горене- работни процеси, захранване с въздух и гориво, обект на автоматично регулиране и управление.....	5
1.1. Работни процеси.....	5
1.1.1. Общи сведения и основни определения	5
1.1.2. Работен цикъл на четиритактовия двигател	6
1.1.3. Работен цикъл на двутактовия двигател	14
1.1.4. Енергиен баланс, индикаторни и ефективни показатели на ДВГ.....	15
1.1.5. Работни режими на двигателите	18
1.2. Захранване на двигателя с въздух и гориво	20
1.2.1. Гориво-въздушна смес	20
1.2.2. Токсичност и димност на отработилите газове	26
1.2.3. Променлива степен на сгъстяване	32
1.2.4. Управляван пълнителен тръбопровод	32
1.2.5. Променливи фази на газоразпределението	34
1.2.6. Свърхпълнене	45
1.3. Двигателят с вътрешно горене като обект на автоматичното регулиране и управление	53
1.3.1. Двигателят с вътрешно горене като обект на регулиране	53
1.3.2. Двигателят с вътрешно горене като обект на управление	55
2. Горивни уредби на двигателите с принудително запалване	58
2.1. Смесообразуване и горене в бензиновите двигатели	58
2.1.1. Смесообразуване	58
2.1.2. Горене	62
2.2. Карбуратори	67
2.2.1. Общи сведения за горивната уредба на карбураторен двигател	67
2.2.2. Основни елементи на карбуратора	69
2.2.3. Характеристика на елементарния карбуратор	76
2.2.4. Характеристика на идеалния карбуратор	77
2.2.5. Главна дозираща система	81
2.2.6. Спомагателна дозираща система	83
2.2.7. Многокамерни карбуратори	97
2.2.8. Карбуратори с електронно управление	100
2.3. Уредби за впръскване на бензин с електронно управление	103
2.3.1. Общи сведения за електронните системи за управление. Определяне на програмата за управление	103
2.3.2. Уредби за впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод	107

2.3.2. Уредби за непосредствено (директно) впръскване на бензин	123
2.4. Газови уредби	126
2.4.1. Общи сведения	126
2.4.2. Елементи на газовите горивни уредби	128
3. Горивни уредби и регулатори на дизеловите двигатели	130
3.1. Смесобразуване и горене в дизеловите двигатели	130
1.3.1. Смесобразуване	130
1.3.2. Горене	138
3.2. Горивни уредби на дизеловите двигатели	142
3.2.1. Общи сведения за горивната уредба на дизеловия двигател	142
3.2.2. Горивнагнетателна помпа шибърен тип	144
3.2.3. Принцип на действие на горивнагнетателна помпа с дозиране на горивото чрез дроселиране	155
3.2.4. Горивнагнетателни помпи разпределителен тип	156
3.2.5. Дюзи (впръсквачи)	162
3.2.6. Съвместна работа на горивнагнетателната помпа и дюзата	163
3.3. Регулатори	168
3.3.1. Необходимост от регулатор на честотата на въртене на автотрак- торните двигатели	167
3.3.2. Механични регулатори	171
3.3.3. Електронни регулатори	177
3.4. Горивни уредби с електронно управление	187
3.4.1. Помпа-доза	187
3.4.2. Акумулаторна горивна уредба	191
Литература	197

ПРЕДГОВОР

Двигателите с вътрешно горене широко се използват в транспорта, земеделието, строителството и промишлеността. Икономичността, мощността и токсичността им в значителна степен зависят от качествата на тяхната горивна уредба.

Съвременната наука за двигателите с вътрешно горене се развива както в търсене на начини и средства за подобряване на параметрите и характеристиките на съществуващите уредби, системи и устройства, така и в разработването на нови функционални възли, системи и устройства за автоматизиране и оптимално регулиране и управление на работните процеси в двигателите. В кратък исторически период е реализирано съществено усъвършенстване на класическите горивни уредби и регулатори, а също са създадени съвършено нови, нетрадиционни уредби и системи. Това стана възможно в резултат на развитието на електрониката и приложението и в разработването на системи за управление на горивните уредби, както и за комплексното управление на работните процеси в двигателите с вътрешно горене.

Сега работата на горивните уредби следва да се разглежда съвместно с работата и на другите системи на двигателите, които осигуряват подаването на окислител (въздух) в цилиндрите, запалването на гориво-въздушната смес, оптимални условия за осъществяване на процеса на горене и превръщане на отделената топлина в механична работа и предотвратяват отделянето на токсични вещества с отработилите газове и от горивната уредба.

Опитът показва, че голяма част от престоните на машините, задвижвани от двигатели с вътрешно горене, се дължат на неизправности на горивната уредба, системите и устройствата за подаване на въздух и електрическа искра, регулатора или електронната система за управление.

Това налага основно да се изучат принципите на действие, теорията и конструкцията на горивните уредби, регулаторите и електронните системи за управление на двигателите с вътрешно горене. Доколкото функционирането на горивната уредба е свързано с действието и на устройствата и системите за подаване на въздух в цилиндрите и за запалване на гориво-въздушната смес, както и на устройствата за последваща обработка на отработилите газове, на тях също трябва да се отдели съответно внимание. Сложният комплекс от въпроси, свързани с дозирането и смесването на горивото с въздуха, с регулирането на честотата на въртене на коляновия вал, с управлението на работните процеси и последващата обработка на отработилите газове на двигателите с вътрешно горене съставлява учебната дисциплина "Горивни уредби и автоматично регулиране на двигателите с вътрешно горене". Основите на тази дисциплина са изложени в предлагания учебник.

Подборът и подредбата на материала в учебника са съобразени с обстоятелството, че студентите в задочно обучение след колеж по учебен план нямат друга дисциплина по двигатели с вътрешно горене в университета, т.е. че се различа само на подготовката им в колежа. Това налага някои въпроси от теорията на ДВГ, макар и обобщено, да се разгледат, като предпоставка за по-задълбочено усвояване на необходимите знания по горивните уредби, регулаторите и електронните системи за управление на двигателите с вътрешно горене.

Учебникът е разделен на три части.

В първата част са разгледани работните процеси в двигателите с вътрешно горене; основни въпроси, свързани със захранването на двигателите с въздух и гориво, с условията на изгаряне на горивото и превръщането на химическата му енергия в топлина и на топлината в механична работа; полето на товарните и честотни работни режими на двигателите; двигателят с вътрешно горене като обект на регулиране и управление.

Във втората част са изяснени принципите на действие и конструкцията на горивните уредби на карбураторните и газовите двигатели и на двигателите с впръскване на бензин с електронно управление.

В третата част са дадени принципите на действие и конструкцията на горивните уредби, механичните и електронните регулатори, както и на горивните уредби с електронно управление на дизеловите двигатели.

Авторите

1. ДВИГАТЕЛЯТ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ - РАБОТНИ ПРОЦЕСИ, ЗАХРАНВАНЕ С ВЪЗДУХ И ГОРИВО, ОБЕКТ НА АВТОМАТИЧНО РЕГУЛИРАНЕ И УПРАВЛЕНИЕ

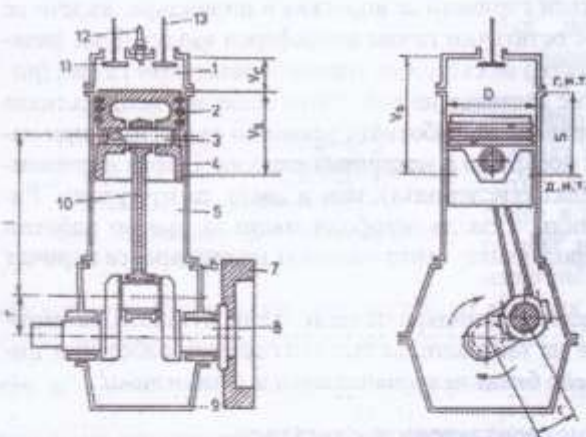
1.1. Работни процеси

1.1.1. Общи сведения и основни определения

В двигателите с вътрешно горене всички работни процеси, чрез които химическата енергия на горивото се превръща в топлина, а топлината - в механична енергия на вала, се извършват вътре в двигателя, чрез възвратно-постъпателното движение на буталото в цилиндъра. Броят на цилиндрите на автомобилните и тракторни двигатели обикновено е четно число (2, 4, 6, 12), но се срещат и трицилиндрови и петцилиндрови двигатели. В многоцилиндровия двигател механичната енергия се предава от отделните цилиндри на общия колян вал последователно, в определен ред, наречен *работен ред на цилиндрите*. Във всички цилиндри на многоцилиндровия двигател протичат еднакви процеси, но не едновременно, а дефазирани по ъгъла на завъртане на колянния вал в зависимост от броя на цилиндрите и конфигурацията (разположението на колената) на колянния вал.

Основни определения. Двигателят с вътрешно горене (фиг. 1.1.) се състои от

следните основни части: цилиндър 5, бутало 4, мотовилка 10, колян вал 8, маховик 7, цилиндърна глава 1, клапани 11 и 13 и картер 6. Цилиндърът е закрепен към картера, а отгоре е затворен от цилиндърната глава. В картера е разположен колянният вал. Отдолу картерът е затворен от масленото корито 9. В цилиндъра е разположено буталото с буталните пръстени 2, което чрез буталния болт 3 е съединено с мотовилката. Чрез мотовилката движението на буталото



Фиг. 1.1. Схема на двигател с вътрешно горене

се предава на колянния вал. Положението на буталото в цилиндъра, при което то е максимално отдалечено от оста на колянния вал, се нарича *горна мъртва точка* (г.м.т.) или *горно мъртво положение* (г.м.п.), а положението, при което то е най-близо до оста на колянния вал - *долна мъртва точка* (д.м.т.) или *долно мъртво положение* (д.м.п.). Разстоянието между тях се нарича *ход на буталото*. Ходът на буталото S се равнява на удвоенния радиус r на коленото на вала (при централен колян-мотовилков механизъм), т.е. $S=2.r$.

Обемът V_s , който буталото описва за един ход, се нарича *ходов обем на цилиндъра*, а сумата от ходовите обеми на всички цилиндри - *литраж (работен обем) на двигателя*.

Обемът на пространството над буталото, когато то е в д.м.т., се нарича *пълнен обем на цилиндъра* $V_{\text{д}}$, а когато е в г.м.т. - *обем на съгъстителното пространство* $V_{\text{с}}$. Отношението на пълния обем на цилиндъра към обема на съгъстителното пространство $\varepsilon = \frac{V_{\text{д}}}{V_{\text{с}}}$ се нарича *степен на съгъстяване*.

Работното вещество, чрез което топлинната енергия се превръща в механична работа, непрекъснато се обновява в процеса на работа на двигателя. Работата на двигателя с вътрешно горене е циклична - на всеки цикъл работното вещество се сменя. В двигателите с вътрешно горене се употребяват течни горива (бензин и дизелово гориво) и газови горива (втечнени нефтени горива, например пропан-бутан и съгъстен природен газ). Като окислител се използва атмосферен въздух. Въздухът и горивото, смесени в определено съотношение, образуват *гориво-въздушната смес*. Горивото може да гори само в газова фаза, т.е. преди горенето течните горива трябва да бъдат изпарени. Към началото на всеки цикъл в цилиндъра има определено количество *остатъчни газове* - продукти, останали от предходния цикъл. За газовите двигатели, както и за двигателите с впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод *прясното работно вещество* е гориво-въздушна смес, а за дизеловите двигатели и двигателите с непосредствено впръскване на бензин - атмосферен въздух. В цилиндъра на двигателя прясното работно вещество се разрежда от остатъчните газове. В двигателите с непосредствено впръскване на бензин и в дизеловите двигатели горивото се впръсква в цилиндъра, където се разпръсква и смесва с разреден с остатъчни газове атмосферен въздух. Към началото на горенето работното вещество се състои от гориво и остатъчни газове (*работна смес*). В процеса на горене съставът на работното вещество непрекъснато се променя. В процеса на разширяване на работното вещество отделената при изгарянето на горивото топлина се превръща в механична енергия. В края на разширяването горивото или окислителят (кислородът), или и двете, са изчерпани. Работното вещество напуска цилиндъра, за да освободи място за прясно работно вещество за следващия цикъл. Продуктите, които напускат цилиндъра, се наричат *отработили газове*.

Процесите, които се извършват в цилиндъра за един ход на буталото, се наричат *такт*. В зависимост от броя на тактовете, от които е съставен работният цикъл, двигателите с вътрешно горене биват *четиритактови* и *двухтактови*.

1.1.2. Работен цикъл на четиритактовите двигатели

Той се характеризира с това, че от четирите такта само един е работен, а останалите са спомагателни - пълнене, съгъстяване, горене и разширяване (работен такт) и изпускане. Графикът, който представя изменението на налягането p в цилиндъра в зависимост от описания от буталото обем V при движението му за един работен цикъл, се нарича *индикаторна диаграма* (фиг. 1.2).

Първи такт - пълнене. В началото на първия такт буталото се намира в г.м.т. Съгъстителното пространство е запълнено с остатъчни газове с налягане p_0 и температура T_0 . Налягането на остатъчните газове обикновено е по-високо от атмосферното p_0 :

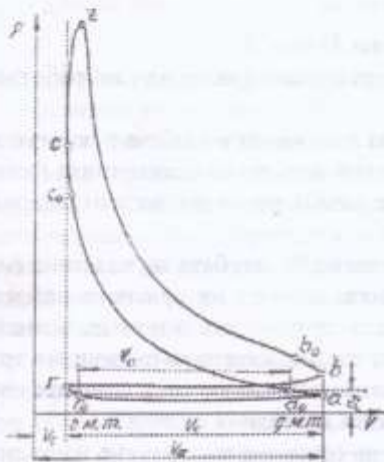
$$p_0 = p_{\text{атм}} + \Delta p_0,$$

където Δp , е загуба на налягане, която зависи от съпротивлението на изпускателната система и скоростта на изтичане на отработилите газове.

Коляновият вал се върти и чрез мотовилката премества буталото от г.м.т. към д.м.т. Остатъчните газове се разширяват политропно по линията r_0 до атмосферното налягане в т r_0 . Малко преди г.м.т. газоразпределителният механизъм е отворил пълнителния капан. Прясно работно вещество започва да постъпва в цилиндъра, след като там се създава разреждане, т.е. когато налягането стане по-ниско от атмосферното. В края на хода на буталото (т. a) налягането p_a на работното вещество е по-ниско от атмосферното p_0 :

$$p_a = p_0 + \Delta p_a,$$

където Δp_a е загуба на налягане, която зависи от съпротивлението на пълнителната система и скоростта на постъпващото прясно работно вещество.



Фиг. 1.2. Индикаторна диаграма на четиритактов двигател

атмосферното. Фактически само част V_0 от ходовия обем V_s се запълва с прясно работно вещество при условията на околната среда (p_0 , T_0) в цилиндъра. Отношението $\eta_v = \frac{V_0}{V_s}$ се нарича коэффициент на пълнене. Той представлява отношението на

количеството прясно работно вещество, постъпило в цилиндъра, към това количество прясно работно вещество, което теоретично би могло да запълни ходовия обем на цилиндъра V_s при p_0 и T_0 (при свръхпълнене p_k и T_k налягане и температура на прясното работно вещество след компресора). Коэффициентът на пълнене е важна характеристика на двигателя, тъй като чрез него се изразява запълването на цилиндъра с въздух, т.е. окислител, необходим за изгаряне на горивото и пресвърщане на химичната му енергия в топлина. В карбураторните двигатели и двигателите с впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод в прясното работно вещество се съдържа и гориво, но неговото количество по обем е незначително спрямо количеството на въздуха и се пренебрегва. Цикловото количество въздух $G_{цик}$ може да се определи чрез V_0 и плътността на въздуха ρ_0 :

$$G_{цик} = V_0 \cdot \rho_0 = V_s \cdot \eta_v \cdot \rho_0, \text{ г/цикъл};$$

(1.1)

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R.T_0} \cdot \text{kg/m}^3. \quad (1.2)$$

$$\text{Съответно } G_{\text{вв}} = \frac{V_s \cdot p_0}{R.T_0} \eta_v, \text{ kg/цикъл}, \quad (1.3)$$

където R е газовата постоянна на въздуха, $J/(kg \cdot K)$;

V_s - ходовият обем на цилиндъра, m^3 ;

p_0 - атмосферното налягане, Pa .

Ако двигателят е със свръхпълнене, във формулите (1.1 + 1.3) трябва да се заместят съответно ρ_k , p_k , T_k - плътността, налягането и температурата на въздуха след компресора.

Цикловото количество въздух в $kmol$ е съответно:

$$M_{\text{вв}} = \frac{V_s \cdot p_0}{8314.T_0}, \text{ kmol/цикъл} \quad (1.4)$$

където 8314 е универсалната газова постоянна $J/(kmol \cdot K)$.

Коефициентът на пълнене зависи от конструктивни фактори и от работния режим на двигателя:

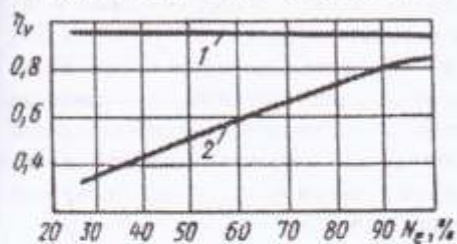
Степен на съгъстяване. При увеличаване на v се намалява обемът на съгъстелното пространство, съответно се намалява количеството на остатъчните газове и при разширяването им по време на пълнене засemat по-малка част от ходовия обем на цилиндъра.

Налягане в края на пълненето. То зависи главно от загубата на налягане Δp_a , която е пропорционална на квадрата на средната скорост на прясното работно вещество в най-малкото сечение на пълнителната система, както и от дължината, конструкцията и качеството на обработката на вътрешните повърхнини на тръбопроводите, от положението на дроселната клапа на бензиновите и газовите двигатели, от моментите на отваряне и затваряне на пълнителния клапан.

Фази на газоразпределението. Моментите на отваряне и затваряне на пълнителния клапан се подбират така, че да се осигури максимална възможност цилиндърът да се очисти от отработилите газове и да се зарежда с прясно работно вещество. Изпускателният клапан се отваря преди д.м.т., за да се използва по-голямата разлика между налягането в цилиндъра и налягането в изпускателната система за очистване на цилиндъра. В края на изпускането налягането в цилиндъра е по-високо от налягането в изпускателната система. За да се използва инерцията на изтичащите отработили газове за допълнително очистване на цилиндъра, изпускателният клапан се затваря след г.м.т. Пълнителният клапан се отваря преди г.м.т., за да се осигури достатъчно проходно сечение за прясното работно вещество към началото на процеса пълнене, и се затваря след д.м.т., за да се увеличи времето за запълване на цилиндъра с прясно работно вещество, като се използва разликата между атмосферното налягане и налягането в цилиндъра. При съответно съгласуване на моментите на отваряне и затваряне на пълнителния клапан със скоростта на прясното работно вещество, дължината на тръбопровода и колебанията на налягането в него, цилиндърът може да се дозарежда, като се използва инерцията прясното работно вещество.

Натоварване на двигателя. Характерът на изменението на коефициента на пълнене от натоварването (мощността) $\eta_v = f(N_e)$ на дизеловия двигател (крива 1) и на бензиновия двигател (крива 2) (фиг. 1.3) е различен. В бензиновите двигатели

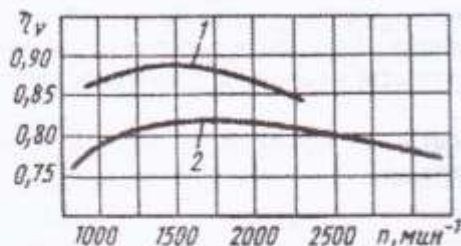
количеството на прясното работно вещество се регулира с дроселна клапа. При намаляване на натоварването, при постоянна честотата на въртене на колянския вал, дроселната клапа се притваря, налягането p_a се намалява и съответно се



Фиг. 1.3. Зависимост на η_v от натоварването: 1- дизелов двигател; 2- карбураторен двигател

коэффициентът на пълнене се намалява.

Честота на въртене. Общо характерът на изменението на коефициента на пълнене в зависимост от честотата на въртене $\eta_v = f(n)$ при пълно натоварване на дизеловия (крива 1) и бензиновия двигател (крива 2) (фиг. 1.4) е еднакъв. Той се определя от хидравличното съпротивление на пълнителната и изпускателната система, фазите на газоразпределението и вълновите явления в пълнителния и изпускателния тръбопровод. При увеличаване на честотата на въртене се увеличава хидравличното съпротивление както на пълнителната, така и на изпускателната система, съответно се увеличават загубите на налягане Δp_a и Δp_r , p_a се намалява, а p_r се увеличава, в резултат на което η_v се намалява. В зависимост от фазите на газоразпределението η_v има максимална стойност за определена честота на въртене. При по-ниска от тази честота на въртене коефициентът на пълнене се намалява



Фиг. 1.4 Зависимост на η_v от честотата на въртене: 1- дизелов двигател; 2- карбураторен двигател.

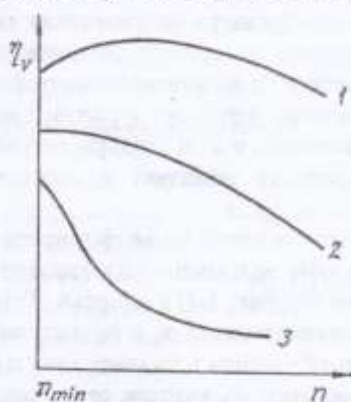
главно поради намаляване на динамичното налягане на прясното работно вещество в края на такта пълнене. Освен това, при честота на въртене, когато пълнителният клапан се затваря по-късно (на по-голям ъгъл завъртане на колянския вал) след д.м.т., може работно вещество да се връща обратно в пълнителния тръбопровод. На всяка честота на въртене съответстват определени оптимални фази на газоразпределението, при които η_v е най-голям. При класическия газоразпределителен механизъм фазите се подбират за най-характерната честота на въртене. Това означава, че при другите честотни режими фазите в една или друга степен се различават от оптималните и съответно η_v е по-малък от максимално възможния. В дизеловия двигател хидравличните загуби в пълнителната система са по-малки и затова коефициентът на пълнене при пълно натоварване е по-голям, отколкото в карбураторния двигател, и по-малко се променя при изменение на честотата на въртене.

намалява и η_v . При дизеловите двигатели няма дроселна клапа, при промяна на натоварването се изменя само цикловото количество гориво, но поради това, че при увеличаване на натоварването на двигателя температурата на стените се повишава, увеличава се загряването на прясното работно вещество в пълнителния тръбопровод и в цилиндъра, неговата плътност се намалява и съответно

главно поради намаляване на динамичното налягане на прясното работно вещество в края на такта пълнене. Освен това, при честота на въртене, когато пълнителният клапан се затваря по-късно (на по-голям ъгъл завъртане на колянския вал) след д.м.т., може работно вещество да се връща обратно в пълнителния тръбопровод. На всяка честота на въртене съответстват

В карбураторния двигател зависимостта $\eta_v = f(n)$ силно се влияе от натоварването, т.е. от положението на дроселна клапа (фиг. 1.5).

При притворена дроселна клапа съпротивлението на пълнителната система е по-голямо и коефициентът на пълнене по-бързо се намалява при увеличаване на честотата на въртене (криви 2 и 3). При притворена дроселна клапа зад нея налягането се намалява и когато отношението на налягането пред дроселната клапа към налягането зад нея превиши критичното отношение (приблизително равно на 2) прякното работно вещество започва да изтича с критична (постоянна) скорост и



Фиг. 1.5 Зависимост на η_v от честотата на въртене при различни положения на дроселна клапа:

1 - напълно отворена дроселна клапа; 2 и 3 - частично отворена дроселна клапа

съответно коефициентът на пълнене е хиперболична функция на честотата на въртене (крива 3).

Атмосферни условия. Коефициентът на пълнене е относителна величина, определена спрямо атмосферните условия (p_0, T_0), т.е. той непосредствено не ги отчита. Той е характеристика на съвършенството на конструкцията на двигателя, съответно на неговите изпускателна и пълнителна система. Мощността, която може да развие двигателя, зависи от цикловото количество въздух като маса $G_{в.ц}$ (при съответното циклово количество гориво) Атмосферните условия оказват влияние върху плътността на въздуха и очистването на цилиндъра от остатъчни газове. При по-ниско атмосферно налягане се

намалява количеството на остатъчните газове в цилиндъра, при разширяването им в такта пълнене те заемат по-малка част от ходовия обем на цилиндъра, но се намалява плътността на въздуха, постъпващ в цилиндъра, в резултат $G_{в.ц}$ се намалява. При по-висока температура T_0 плътността на въздуха е по-малка, съответно $G_{в.ц}$ - по-малко.

Количеството на остатъчните газове в цилиндъра се определя от обема на сгъстителното пространство и плътността им:

$$G_{ост.ц} = V_c \cdot \rho_r = \frac{V_c \cdot \rho_r}{R_r \cdot T_r}, \text{ kg/цикъл}; \quad (1.5)$$

$$M_{ост.ц} = \frac{V_c \cdot \rho_r}{8314 \cdot T_r}, \text{ kmol/цикъл} \quad (1.6)$$

където ρ_r е плътността на остатъчните газове, kg/m^3 ;

R_r - газовата постоянна на остатъчните газове, $\text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

8314 - универсалната газовата постоянна, $\text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$

Отношението на количеството на остатъчните газове $M_{ост.ц}$ към цикловото количество въздух $M_{в.ц}$ се нарича *коефициент на остатъчните газове*:

$$\gamma_r = \frac{M_{ост.ц}}{M_{в.ц}} = \frac{1}{\eta_v \cdot (\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_r \cdot T_0}{p_0 \cdot T_r} \quad (1.7)$$

Коефициентът на остатъчните газове служи за оценка на очистването на цилиндъра от продуктите на горенето от предходния цикъл. При по-висока степен на сгъстяване обемът сгъстителното пространство е по-малък, съответно количес-

твото на остатъчните газове е по-малко и γ_r по-малък. По-високото налягане p_r увеличава, а по-високата температура T_r намалява плътността на остатъчните газове и съответно е влиянието им върху γ_r . При бензиновите двигатели при намаляване на натоварването дроселната клапа се притваря, цикловото количество на въздуха $M_{a,c}$ се намалява, съответно γ_r се увеличава.

Втори такт – сгъстяване. При движение на буталото от д.м.т. към г.м.т. пълнителният клапан се затваря и буталото започва да сгъстява работното вещество (прясното работно вещество, разрежено с остатъчните газове). Изменението на налягането в цилиндъра се изобразява на индикаторната диаграма с линията ac (вж. фиг. 1.2).

Чрез сгъстяването работното вещество се съсредоточава в малък обем преди горенето, увеличава се температурната разлика, при която се осъществява работния цикъл, подобрява се възпламеняването и изгарянето на горивото, работното вещество има възможност да се разширява. Това позволява да се получи по-голяма работа при разширяването на работното вещество (продуктите на горенето) и да се увеличи икономичността на двигателя. Топлината се превръща в механична работа само в процеса на разширяване на работното вещество и колкото по-голяма възможност работното вещество има за разширяване, толкова по-ефективно се използва топлината, получена от изгарянето на горивото в цилиндъра.

Сгъстяването е политропен процес. В процеса на сгъстяване налягането и температурата на работното вещество се увеличават. В края на процеса (т. c) налягането p_c и температурата T_c на работното вещество се определят по изразите:

$$\begin{aligned} p_c &= p_a \cdot \epsilon^{\kappa}; \\ T_c &= T_a \cdot \epsilon^{\kappa-1}, \end{aligned} \quad (1.8)$$

където ϵ е степента на сгъстяване;

κ – показателят на политропата на сгъстяването;

p_a и T_a – параметрите на работното вещество в началото на сгъстяването.

За по-пълно използване на топлината степента на сгъстяване трябва да бъде по-голяма.

За бензиновите двигатели степента на сгъстяване се ограничава от октановото число на бензина. При недостатъчно високо октановото число нормалното горене може да се наруши, да прерасне в детонационно горене (виж 2.1.2).

В края на сгъстяването температурата на работното вещество в дизеловия двигател във всички случаи, включително пускането на двигателя, трябва да бъде достатъчна, впръснатото гориво добре да се възпламенява. Това условие определя минималната стойност на степента на сгъстяване. При увеличаване на степента на сгъстяване се подобрява използването на топлината, но се увеличава натоварването на колянно-мотовилковия механизъм от газовите сили, както и топлинната напрегнатост на цилиндърната глава, буталото и др. Затова изборът на степента на сгъстяване се определя от конструктивните му особености и експлоатационните условия.

Трети такт – горене и разширяване. Малко преди края на такта сгъстяване между електродите на запалителната свещ на бензиновия и газовия двигател се подава електрическа искра, която възпламенява работната смес (на индикаторната диаграма т. c_0 , виж фиг. 1.2). В цилиндъра на дизеловия двигател малко преди

края на такта сгъстяване се впръсква гориво, което бързо се изпарява и самовъзпламенява. Основната част от горивото изгаря при положение на буталото около г.м.т. При изгаряне на горивото се отделя топлина, температурата и налягането на работното вещество в цилиндъра се повишават, съответно вътрешната енергия на работното вещество се увеличава. Изменението на налягането в процеса на горене се представя на индикаторната диаграма с линията c_{0z} (виж фиг. 1.2). Максималното налягане на работния цикъл е p_z .

Работното вещество се разширява при движение на буталото от г.м.т. до д.м.т. (работен ход на буталото), при което се извършва полезна механична работа за сметка на вътрешната енергия на работното вещество. Температурата на работното вещество е значително по-висока от температурата на стените на цилиндричното пространство и затова процесът протича при непрекъснато отдаване на топлина от работното вещество на стените, оттам на охлаждащата среда.

В началото на процеса разширяване горенето все още продължава. Отделената топлина отива главно да увеличи вътрешната енергия на работното вещество, тъй като буталото малко се премества, когато е близко до г.м.т. и, следователно, извършваната механична работа е незначителна. Налягането в цилиндъра се увеличава при въртенето на колянвия вал, тъй като при изгарянето на горивото се отделя по-голямо количество топлина, отколкото се превръща в механична работа и се предава на стените. В дизеловия двигател повишаването на налягането в цилиндъра продължава по-дълго, на по-голямо преместване на буталото от г.м.т., отколкото в бензиновите двигатели. Обемът V_z , при който налягането достига максималната стойност p_z в работния цикъл, определя предварителното разширение на работното вещество. Отношението $\rho = \frac{V}{V_z}$ се нарича *степен на предварително разширяване*. За бензиновите двигатели, поради относително малкото предварително разширяване ($V_z \approx V_c$), $\rho \approx 1$.

Максималната стойност на температурата в цилиндъра T_{max} се достига при обем, малко по-голям от V_z , при който количеството на отделената при горенето топлина е равно на количеството топлина, изразходвана за извършване на механична работа и покриване на загубите в стените.

При по-нататъшното движение на буталото към д.м.т. се намалява количеството на отделяната при горенето топлина, а се увеличават загубите на топлина за извършване на механична работа и за топлообмен със стените, налягането и температурата на работното вещество се намаляват. Процесът на разширяване е политропен и се представя на индикаторната диаграма с линията zb .

Налягането p_b и температурата T_b в края на разширяването се определят по изразите:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad (1.10)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (1.11)$$

където $\delta = \frac{V}{V_i}$ е степента на допълнителното разширяване;

n_2 - показателят на политропата на разширяване.

За бензиновите двигатели $\delta = \epsilon$.

Четвърти такт – изпускане. По време на този такт цилиндърът се очисти от отработилите газове. Процесът изпускане започва от началото на отваряне на изпускателния клапан преди д.м.т. и завършва до края на затварянето му след г.м.т. На индикаторната диаграма той се представя с линията b_0r_0 (виж фиг. 1.2).

В края на процеса разширяване, когато се отваря изпускателният клапан, отношението на налягането в цилиндъра към налягането в изпускателната система значително превишава критичното отношение и отработилите газове изтичат с критична скорост ($500 \div 700 \text{ m/s}$). Този период на свободно изтичане на отработилите газове завършва близо до д.м.т. За относително кратко време $60 \div 70 \%$ от отработилите газове напускат цилиндъра. В края на периода, когато отношението на налягането в цилиндъра към налягането в изпускателната система се изравни или стане по-малко от критичното отношение, започва нормалното свободно изтичане. През този първи период на изтичане част от енергията на разширяващото се работно вещество неизбежно се губи.

При движение на буталото от д.м.т. до г.м.т. то изтласква отработилите газове от цилиндъра- период на принудителното изпускане, като изразходва работа (енергия), получавана от другите цилиндри или акумулираната кинетична енергия на маховика.

Изпускателният клапан остава отворен при движение на буталото и малко след г.м.т., в началото на такта пълнене. Отработилите газове изтичат поради това, че налягането в цилиндъра все още е по-високо от атмосферното налягане и вследствие на инерционното движение на отработилите газове в изпускателния тръбопровод- период на свободно изтичане.

Моментът на отваряне на изпускателния клапан се избира така, че да осигури добро почистване на цилиндъра от една страна, а от друга да се намали разходът на енергия за осъществяване на процеса. Например, ако клапанът се отваря много рано, загубата на полезна работа от разширяващото се работно вещество се увеличава, а ако се отваря много късно, увеличава се работата от принудителното изтласкване на отработилите газове. Оптималният момент на отваряне на изпускателния клапан зависи от работния режим на двигателя (натоварване, честотата на въртене).

Данни за параметрите на работния цикъл са дадени в табл. 1.1

Таблица 1.1

Параметри	Бензинови с всмукване	Дизелови	
		с всмукване	със свръхпъл- нене
1	2	3	4
p_{01} , МПа	$(0,80 \div 0,90) \cdot p_0$	$(0,85 \div 0,92) \cdot p_0$	$(0,85 \div 0,92) \cdot p_k$
T_{01} , К	320 ÷ 370	310 ÷ 350	320 ÷ 400
η_p	0,75 ÷ 0,85	0,80 ÷ 0,90	0,80 ÷ 0,97
γ_c	0,06 ÷ 0,08	0,03 ÷ 0,06	0,02 ÷ 0,04
ε	6 ÷ 11	15 ÷ 23	11 ÷ 16
p_1	1,35 ÷ 1,38	1,35 ÷ 1,38	1,35 ÷ 1,37
p_{02} , МПа	1,2 ÷ 2,2	3,5 ÷ 6,0	4,5 ÷ 9,0

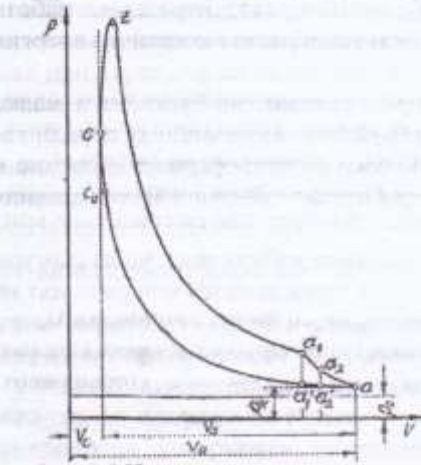
Таблица 1.1 продължение

1	2	3	4
T_{c1} , K	550÷750	700÷900	800÷1100
p_z , MPa	3,0÷5,5	6,0÷10,0	7,5÷15,0
T_{c2} , K	1400÷2800	1800÷2100	1800÷2200
ν_2	1,23÷1,30	1,14÷1,28	1,14÷1,28
p_b , MPa	0,35÷0,50	0,2÷0,4	
T_b , K	1200÷1500	1000÷1200	
p_T , MPa	(1,05÷1,25). p_0	(1,05÷1,25). p_0	(1,05÷1,25). p_T^*
T_r , K	900÷1100	600÷900	600÷900

* p_T - противоналягане в газовата турбина

1.1.3. Работен цикъл на двутактовите двигатели

Процесите сгъстяване, горене и разширяване в двутактовите и четиритактовите двигатели принципно не се различават. Особеностите на двата типа работни процеси се състоят в различните начини на смяна на работното вещество в цилиндъра. За смяна на работното вещество в четиритактовия двигател са отделени два хода на буталото, съответно два такта от работния цикъл- изпускане и пълнене. В двутактовия двигател смяната на работното вещество се осъществява при движението на буталото около д.м.т.- в края на процеса разширяване и преди началото на процеса сгъстяване (фиг. 1.6). По този начин работният цикъл се осъществява за два хода на буталото, съответно за едно завъртане на колянния вал.



Фиг. 1.6 Индикаторна диаграма на двутактов двигател

Първият такт– при движението на буталото от г.м.т. до д.м.т. обхваща следните процеси:

- $сз$ - част от процеса горене: изгаря основната част от горивото, налягането и температурата на работното вещество се повишават, налягането достига максималната стойност за работния цикъл p_z ;

- $за_1$ - разширяване на работното вещество;

- $а_1а_2$ - свободно изтичане на отработили газове от цилиндъра; в т. $а_1$ се отварят изпускателните органи (изпускателни отвори или изпускателни клапани); когато налягането в цилиндъра почти се изравнява с налягането, с което се подава прясното работно вещество (от картера, където то е предварително сгъстено- при двигателите с картерно продухване, или от компресор-нагнетател), продухвателните отвори се отварят (т. $а_2$);

- $а_2а$ - прясното вещество постъпва през продухвателните отвори в цилиндъра и изтласква отработилите газове навън, извършва се т. нар. *продухване* на цилин-

дър, а налягането в цилиндъра се изравнява с налягането p_k , създадено от нагнетателя.

Така през първия такт протичат процесите горене, разширяване, изпускане и пълнене.

Вторият такт – при движение на буталото от д.м.т. до г.м.т – обхваща процесите:

- aa'_2 - продължава очистиането на цилиндъра от отработилите газове и зареждането му с прясно работно вещество; в т. a'_2 продухвателните органи се затварят;
- $a'_2a'_1$ - продължава изтласкването на отработилите газове от надбуталното пространство- до пълното затваряне на изпускателните органи в т. a'_1 ;
- a'_1c - процес на сгъстяване, в края на който (т. c_0) в бензиновия двигател се подава искра между електродите на запалителната свещ, а в дизеловите двигатели започва впръскването на горивото и съответно изгаряне на гориво.

И така, през втория такт се извършват процесите изпускане, пълнене, сгъстяване и начало на горенето.

Двухтактовият двигател се отличава също с това, че не целия ходов обем на цилиндъра се използва за сгъстяване и разширяване на работното вещество. Част от ходовия обем се използва за смяна на работното вещество. Действителната степен на сгъстяване е отношението на обема на цилиндъра при затворени изпускателни органи V_{d1} към обема на сгъстителното пространство V_c .

$$\epsilon_d = \frac{V_{d1}}{V_c}$$

1.1.4. Енергиен баланс, индикаторни и ефективни показатели на ДВГ

С цикловото количество гориво G_v в цилиндъра на двигателя се внася определено количество енергия, която при пълното му изгаряне може да се отдели по време на работния цикъл. Това е разполагаемото количество топлина Q_p :

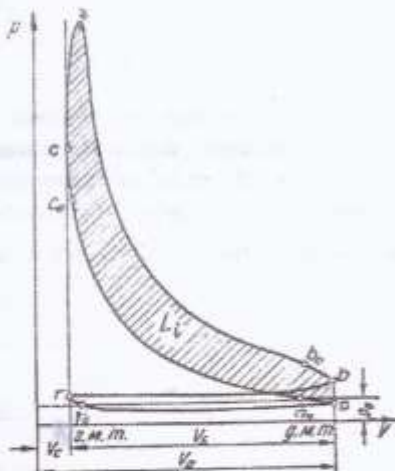
$$Q_p = G_v \cdot H_u,$$

където H_u е долната топлина на изгаряне на горивото, J/kg;

G_v - цикловото количество гориво, kg/цикъл.

Енергийният баланс показва как разполагаемото количество топлина се разпределя за основните топлинни $Q_{m,3}$ и механични $L_{m,3}$ загуби и полезна работа L_e .

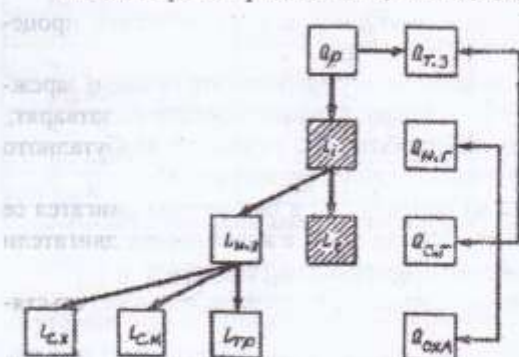
Работата, извършвана от работното вещество в цилиндъра за цикъл се нарича *индикаторна работа*. Индикаторната работа L_i се определя като разлика между работата, получена при разширяването на работното вещество (изразява се с площта на индикаторната диаграма под линията на разширя-



Фиг. 1.7 Определяне на индикаторната работа за цикъл

ване на работното вещество czb) и работата, извършена за съгъстяване на работното вещество (изразява се с площта на диаграмата под линията на съгъстяването ac (защрихованата площ на фиг. 1.7).

Индикаторната работа за цикъл се определя от разполагаемото количество



Фиг. 1.8. Енергисен баланс на двигателя

топлина Q_p , като се приспадат топлинните загуби $Q_{m,z}$ (фиг. 1.8):

$$Q_{m,z} = Q_{a,r} + Q_{с,з} + Q_{охл},$$

където $Q_{a,r}$ е загубата на топлина поради непълно горене;

$Q_{с,з}$ - загубата на топлина, акумулирана в отработилите газове;

$Q_{охл}$ - загубата на топлина в околната среда, главно в охладителната система.

$$L_i = Q_p - Q_{m,z}.$$

Увеличаването на всеки компонент от топлинните загуби води до

намаляване на индикаторната работа и до влошаване на всички останали индикаторни (вътрешни) показатели на двигателя.

За оценка на ефективността на работния цикъл се използва специфичен показател, изразяващ индикаторната работа, получена от единица ходов обем, който има измерение на налягане и се нарича *средно индикаторно налягане*:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s}.$$

Икономичността на работния цикъл се оценява с *индикаторния к.п.д.*, който показва каква част от разполагаемото количество топлина се превръща в индикаторна работа:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_p} = \frac{Q_p - (Q_{a,r} + Q_{с,з} + Q_{охл})}{Q_p} = 1 - \frac{Q_{a,r} + Q_{с,з} + Q_{охл}}{Q_p} \quad (1.12)$$

Мощността е работата, извършвана за 1 s. *Индикаторната мощност* е произведението от индикаторната работа за цикъл и броя на работните цикли на двигателя за 1 s. Ако броят на цилиндрите на двигателя е i , тактността на работния цикъл - τ ($\tau=2$ или $\tau=4$ съответно за двутактов или четиритактов двигател) и честотата на въртене n min^{-1} , броят на циклите за 1 s е $\frac{ni}{30\tau}$ и съответно индикаторната мощност:

$$N = L_i \frac{ni}{30\tau} = \frac{p_i V_s ni}{30\tau}, W$$

при мерки на величините p_i [Pa], V_s [m^3];

$$N_i = \frac{p_i V_s ni}{30\tau}, kW \quad (1.13)$$

при мерки на величините p_i [MPa], V_s [dm^3];

Часовият разход на гориво е произведение от цикловото количество гориво $G_{ци}$ и броя на работните цикли на двигателя за 1 s ($\frac{120ni}{\tau}$)

$$G_s = 120 \cdot \frac{G_s \cdot n \cdot i}{\tau}, \text{ kg/h} \quad (1.14)$$

Специфичният индикаторен разход на гориво се определя като отношение на часовия разход на гориво към индикаторната мощност:

$$g_i = \frac{G_s}{N_i}, \text{ kg/(kW.h)};$$

$$g_i = \frac{G_s}{N_i} \cdot 10^3, \text{ g/(kW.h)}. \quad (1.15)$$

Индикаторната работа се разпределя за преодоляване на външното натоварване (предава се на трансмисията на превозното средство), т.е. за извършване на ефективна (полезна) работа L_e , и за преодоляване на механичните (вътрешните) загуби $L_{м.т.}$:

$$L_{м.т.} = L_{с.х} + L_{с.м} + L_{мп}, \quad (1.16)$$

където $L_{с.х}$ е загубата на работа за извършване на спомагателните ходове на буталото за смяна на работното вещество (изпускане и пълнене), т. нар. помпни загуби;

$L_{с.м}$ - загуба на работа за задвижване на спомагателните механизми на двигателя (маслена, горивна и водна помпа, вентилатор, газоразпределителен механизъм и др.);

$L_{мп}$ - загуба на работа за преодоляване на триенето в коляно-мотовилковия механизъм (между буталото и цилиндъра, в лагерите).

Ефективната работа за цикъл:

$$L_e = L_i - L_{м.т.} = L_i - (L_{с.х} + L_{с.м} + L_{мп}). \quad (1.17)$$

Механичните загуби в двигателя се оценяват от механичния к.п.д. η_M , който показва каква част от индикаторната работа се превръща в ефективна работа $\eta = \frac{L_e}{L_i}$, но тъй като $L_e = L_i - L_{м.т.}$, то

$$\eta_M = 1 - \frac{L_{м.т.}}{L_i}. \quad (1.18)$$

Общо топлинните и механичните загуби в двигателя се оценяват с ефективния к.п.д., който показва каква част от разполагаемото количество топлина се превръща в ефективна работа:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_p} = \frac{L_i \cdot \eta_M}{Q_p} = \eta_i \cdot \eta_M. \quad (1.19)$$

За оценка на ефективността на двигателя като конструкция и осъществяване на работните процеси се използва *средното ефективно налягане* p_e , което изразява ефективната работа, получена от единица ходов обем на цилиндъра за цикъл:

$$p_e = \frac{L_e}{V_s}$$

Ефективната мощност на двигателя се определя аналогично на индикаторната мощност:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ kW}, \quad (1.20)$$

където p_e [MPa], V_s [dm³].

Ефективният въртящ момент е пропорционален на средното ефективно налягане:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\pi \cdot n} = \frac{30}{\pi \cdot n} \cdot N_e = \frac{30}{\pi \cdot n} \cdot \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{p_e \cdot V_s \cdot i}{\pi \cdot \tau} = \frac{V_s \cdot i}{\pi \cdot \tau} \cdot p_e = \text{const} \cdot p_e. \quad (1.21)$$

За оценка на горивната икономичност на двигателя се използва специфичният ефективен разход на гориво, който показва какво количество гориво се изразходва за единица ефективна работа:

$$g_e = \frac{G_g}{N_e} \cdot 10^3, \text{ g/(kW.h)} \quad (1.22)$$

Механичният к.п.д. свързва всички съответни едноименни ефективни и индикаторни показатели на двигателя:

$$\eta_M = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\tau_e}{\tau_i}. \quad (1.23)$$

Литровата мощност изразява номиналната ефективна мощност, която се получава от единица литраж (работен обем) на двигателя:

$$N_N = \frac{N_e}{i \cdot V_s} = \frac{p_e \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{ kW/dm}^3 \quad (1.24)$$

Данни за индикаторните и ефективните показатели четиритактовите двигатели са дадени в табл. 1.2

Таблица 1.2

Индикаторни и ефективни показатели на четиритактовите двигатели

Показатели	Бензинови с вомукване	Дизелови	
		с вомукване	със свръхплънене
p_i , МПа	0,8÷1,2	0,75÷1,05	До 2,5
η_i	0,3÷0,4	0,42÷0,50	0,42÷0,50
g_i , g/(kW.h)	273÷205	202÷170	202÷170
η_M	0,75÷0,85	0,7÷0,8	0,78÷0,88
p_e , МПа	0,75÷0,85	0,65÷0,80	до 2,0
η_e	0,25÷0,35	0,36÷0,42	0,38÷0,45
g_e , g/(kW.h)	327÷234	235÷202	223÷188
N_N , kW/dm ³	20÷50	12÷20	16÷28

1.1.5. Работни режими на двигателите

Работните режими на двигателя се определят от натоварването (p_e , M_e , N_e) и честотата на въртене на колянвия вал n . Графичната зависимост на показателите на двигателя от работния режим или от регулировъчните параметри на негови основни системи се нарича *характеристика на двигателя*.

Характеристиките, които представят показателите на работата на двигателя в зависимост от честотата на въртене при неизменно положение на управляващия орган (дроселна клапа при бензиновите и газовите двигатели, положението на рейката или дозатора на горивонагнетателната помпа при дизеловите двигатели) се наричат *честотни*. При положение на управляващия орган за подаване на мак-

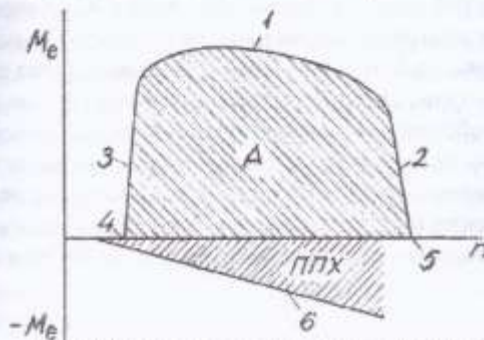
симално количество гориво-въздушна смес или гориво характеристиката се нарича *външна честотна характеристика*, а при междинно положение на управляващия орган- *частична честотна характеристика*.

По външната честотна характеристика се определят граничните мощностни показатели и се оценява икономичността на двигателя при пълно натоварване при различни честоти на въртене.

Товарна характеристика е зависимостта на показателите на двигателя от p_e , M_e или N_e при постоянна честотата на въртене. По нея се определя граничната стойност на p_e , M_e или N_e за дадена честотата на въртене и се оценява икономичността на двигателя при различни натоварвания.

За определяна на оптималните параметри на основни системи на двигателя (горивна, запалителна, газоразпределение) се използват *регулировъчни характеристики*, които изразяват показателите на работа на двигателя в зависимост от регулируемия параметър (напр., подаване на гориво, ъгъл на изпреварване на впръскването, ъгъл на изпреварване на запалването).

Полето на възможните товарни честотни работни режими на автомобилен



Фиг. 1.9. Поле на товарните и честотните режими на автомобилен двигател:

1- външна честотна характеристика; 2- регулаторна характеристика; 3- крива на устойчивата минимална честота на въртене при дадено натоварване; 4- минимална честота на въртене на празен ход; 5- максимална честота на въртене на празен ход; 6- линия на максималния спирален момент

мотовилковия механизъм или по други съображения. Отдясно полето е ограничено от регулаторната характеристика (2)- въртящия момент се намалява, когато честотата на въртене превиши номиналната честота, като по този начин се ограничава максималната честота на въртене. Отляво полето е ограничено от кривата 3, която изразява минимално-устойчивата честота на въртене при дадено натоварване.

Точките по абсцисната ос съответстват на работата на двигателя на празен ход- от минималната (4) до максималната (5). В дизеловите двигатели и в съвременните бензинови двигатели максималната честота на въртене на празен ход се ограничава от регулатор, а в карбураторните и газови двигатели- от намаляването на коефициента на пълнене при увеличаване на честотата на въртене.

Под абсцисната ос са разположени пасивните работни режими- двигателят работи на *принудителен празен ход*, т.е. колянният вал се върти от трансмисията на

двигател е представено на фиг. 1.9. Активните режими (A) са разположени над абсцисната ос. Отгоре полето е ограничено от кривата на максималния въртящ момент по външната честотна характеристика 1. От съвременен гледище кривата на максималния въртящ момент може да се определя от различни критерии и ограничени- максимален момент, ограничен от възможното максимално

циклово количество въздух и съответните изисквания за нормално изгаряне на горивото, без димене; максимален момент, ограничен от топлинното натоварване или механичната якост на частите на колян-

но-

механизъм или по други съображения.

Отдясно полето е ограниче-

но от регулаторната характеристика (2)-

въртящия момент се намалява, когато

честотата на въртене превиши номиналната

честота, като по този начин се ограничава

максималната честота на въртене. Отляво

полето е ограничено от кривата 3, която

изразява минимално-устойчивата честота на

въртене при дадено натоварване.

Точките по абсцисната ос съответстват на

работата на двигателя на празен ход- от

минималната (4) до максималната (5). В

дизеловите двигатели и в съвременните

бензинови двигатели максималната честота

на въртене на празен ход се ограничава от

регулатор, а в карбураторните и газови

двигатели- от намаляването на коефициента

на пълнене при увеличаване на честотата на

въртене.

автомобила при спиране, когато двигателя работи като спирачка. Най-голям спиращ момент има двигателят, когато не се подава гориво в цилиндрите (линия б).

В полето на активните работни режими при дадена честота на въртене въртящият момент се определя от положението на управляващия орган на двигателя. Транспортните средства работят значителна част от времето на *неустановени (преходни) режими*, когато показателите и топлинното състояние на двигателя се изменят във времето, например при ускоряване и спиране на транспортното средство, при изменение на натоварването и честотата на въртене. В зависимост от условията на експлоатация на превозното средство преходните режими могат да имат по-голям или по-малък дял в сравнение с *установените работни режими*. Голям е техният дял при движение на транспортното средство в градски условия.

1.2 Захранване на двигателя с въздух и гориво

1.2.1. Гориво-въздушна смес

Елементарен състав на горивото. В работния цикъл на двигателя с вътрешно горене се извършват физико-химически превръщания на работното вещество, което представлява смес от окислител, гориво и остатъчни газове. Като окислител се използва атмосферен въздух. Основни горива са течните горива, главно бензин и дизелово гориво, получавани чрез преработване на нефт и представляващи смеси от различни въглеводороди. Молекулите на въглеводородите са изградени от атоми въглерод, водород и кислород. *Елементарен състав* на течното гориво се нарича масовото съдържание на отделни елементи в горивото. Ако в 1 kg гориво се съдържат c kg C, h kg H₂ и o kg O₂, елементарният състав на горивото се представя с израза:

$$c + h + o = 1 \text{ kg.}$$

Средният елементарен състав на течни горива е даден в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Елементарен състав, молекулна маса, теоретически необходимо количество въздух и топлина на изгаряне на течни горива

Наименование	Горива	
	Бензин	Дизелово гориво
Съдържание по маса, kg/kg		
Въглерод	0,855	0,870
Водород	0,145	0,126
Кислород	-	0,004
Молекулна маса	110÷120	180÷200
Теоретически необходимо количество въздух:		
L_0 , kmol/kg	0,512	0,495
l_0 , kg/kg	14,8	14,4
Долна топлина на изгаряне на горивото H_u , MJ/kg	44,0	42,5

Въздушно отношение. За пълното изгаряне на 1 kg гориво е нужно определено количество въздух - *теоретически необходимо количество въздух*: L_0 в kmol/kg или l_0 в kg/kg (вж. табл. 1.3). Действителното количество въздух, което се пада на 1 kg гориво, L в kmol/kg или l в kg/kg, може да е по-голямо, равно или по-малко от теоретически необходимото за пълното му изгаряне. Отношението $\alpha = \frac{L}{L_0}$ или $\alpha = \frac{l}{l_0}$ се нарича *въздушно отношение*. То характеризира състава на гориво-въздушната смес.

При $\alpha = 1$ сместа е нормална или със *стехиометричен състав*;

$\alpha > 1$ – бедна или обеднена смес;

$\alpha < 1$ – богатата или обогатена смес.

Възпламеняване на гориво-въздушната смес. Горенето на въглеродно гориво е окислителен процес, при който въглеродът и водородът, съдържащи се в горивото, се съединяват с кислорода от въздуха. Възникването и развитието на този процес зависи от момента на възпламеняване на горивото, от скоростта на химическите реакции и от условията на топло- и масообмен на горящата смес. Окислителните реакции на въглеродните горива са многостадийни и протичат като верижна реакция - изходните вещества преминават през верига от отделни реакции, докато достигнат до крайните продукти на горенето. Скоростта на химичните реакции зависи от състава, температурата, налягането и еднородността на гориво-въздушната смес. За възпламеняването на горивото кинетичната енергия на молекулите на горивото и въздуха в гориво-въздушната смес трябва да се повиши до равнище, при което скоростта на химичните реакции рязко нараства. Според начина на повишаване на енергията на реагиращите молекули се различават *принудително възпламеняване (принудително запалване)* и *самовъзпламеняване (самозапалване)*.

При принудително възпламеняване на гориво-въздушната смес определен малък обем от нея се нагрива от външен източник на топлина, образува се пламък, който се разпространява в останалата част от сместа. Такъв източник на енергия може да бъде електрическа искра, пламък, нагрятa повърхност на горивната камера.

При самовъзпламеняване пламъкът се образува вследствие на нагриването до определена температура на цялото количество горивна смес. Това се постига чрез предварително съгъстяване на работното вещество.

И в двата случая механизмът на възпламеняване на гориво-въздушната смес се състои в прогресиращо самоускоряване на химичните реакции. Отначало процесът протича с отделяне на незначително количество топлина. По-нататък скоростта на верижната реакция се увеличава, като отделяната топлина превишава отнемането на топлина от реагиращите вещества. Колкото по-висока е скоростта на реакцията и колкото по-голям е нейният топлинен ефект, толкова по-бързо гориво-въздушната смес се възпламенява.

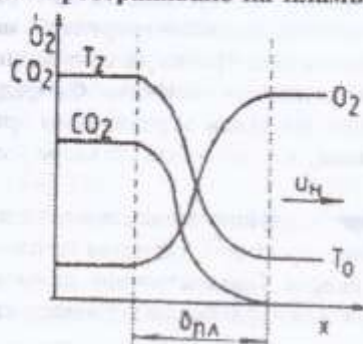
Период на задържане на възпламеняването е времето от момента на нагриване на еднородна гориво-въздушна смес, или от момента на впръскване на гориво в нагрят въздух, до момента, в който се появява пламък. Той е обратно пропорционален на скоростта на реакциите при съответната температура и налягане. Перио-

дът на задържане на възпламеняването бързо намалява при повишаване на температурата на гориво-въздушната смес.

Инертните примеси към гориво-въздушната смес (N_2 , CO_2 , H_2O) намаляват концентрацията на молекулите на горивото, а част от отделената при реакциите топлина се изразходва за нагриването им, поради което скоростта на химичните реакции се намалява. По подобен начин влияе и изишъкът на кислород в гориво-въздушната смес ($\alpha > 1$). Обогащването на сместа в определени граници влияе благоприятно на скоростта на химичните реакции. В богатите смеси вероятността да се срещнат молекулите на горивото и кислорода е по-голяма и затова началните стадии на окислителните реакции протичат по-бързо.

Възпламеняването на течно гориво, впръснато в нагрят въздух, се различава от възпламеняването на еднородна гориво-въздушна смес главно по това, че периодът на задържане на възпламеняването освен химичната фаза има и физична, обхваща времето от разпръскването на горивната струя на капки, частично изпаряване на горивните капки и смесването на парите с въздуха. Физичната фаза на периода на задържане на възпламеняването може да се намали чрез по-фино разпръскване на горивото. Нагрята при съгъстяването гориво-въздушна смес не е еднородна по температура и състав и затова предпламъчните реакции протичат различно в отделните части. По тази причина възникват отделни огнища, в които горивото се самовъзпламенява.

Разпространяване на пламъка. От появилите се огнища на горене поради самовъзпламеняване или поради възпламеняване от външен източник пламъкът се



Фиг. 1.10. Изменение на температура-та и концентрацията на изходните вещества и продуктите на горенето във фронта на ламинарен пламък

разпространява в целия обем на гориво-въздушната смес. Разпространяването на пламъка се изразява в предаване на топлина и дифузия на активни продукти от зоната на горене в разположените наоколо слоеве гориво-въздушна смес. Възпламеняването и горенето на такъв слой се извършва в тясна зона, която отделя прясната смес с температура T_0 от продуктите на горенето с температура T_z (фиг. 1.10). Тази зона се нарича **фронт на пламъка**.

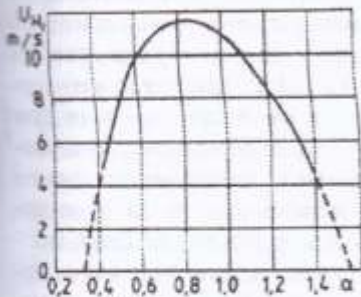
Пътят x , който фронтът на пламъка изминава за 1 s по посока, перпендикулярна на повърхнината му, се нарича **нормална скорост на разпространение на пламъка** u_n или **скорост на ламинарното (пластово) горене**. Тя се определя от интензивността на топлопредаването и дифузията на активни продукти, както и от скоростта на химичните реакции във фронта на пламъка. От същите фактори зависи и дебелината на ламинарния фронт на пламъка $\delta_{пл}$.

В бензиновите двигатели u_n е най-голяма при обогатени смеси ($\alpha = 0,85 \div 0,90$), при които химическите реакции протичат с най-голяма скорост. При обогатяване или обедняване на сместа u_n се намалява до някакъв минимум, при който пламъкът гасне- рязкото намаляване на единия от реагиращите компоненти довежда до

такова намаляване на скоростта на реакцията, че топлоотдаването започва да превишава топлоотделянето (фиг. 1.11)

По такъв начин прекомерно богатите и прекомерно бедните гориво-въздушни смеси при възпламеняване от електрическа искра не могат да горят. Гориво-въздушните смеси могат да се възпламеняват и горят само ако техният състав е в определени граници, наречени *граници на възпламеняемостта*.

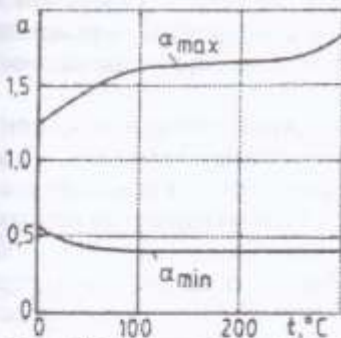
Границите на възпламеняемост на течните горива, смесени с въздух, са сравнително тесни ($0,4 < \alpha < 1,4$). За газовите горива тези граници са по-широки.



Фиг. 1.11. Средни скорости на горене на бензино-въздушни смеси с различен състав

Повишаването на температурата сместа преди горенето разширява границите на възпламеняемостта и увеличава скоростта на разпространение пламъка. Остатъчните газове забавят процеса на горене и стесняват границите на възпламеняемостта.

Състав на гориво-въздушната смес за бензинови и дизелови двигатели. В



Фиг. 1.12 Граници на възпламеняемостта на бензино-въздушни смеси при различни температури

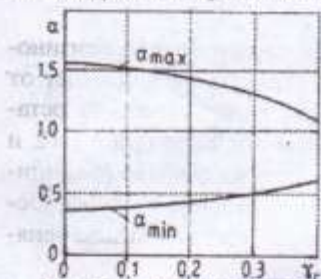
бензиновите двигатели при напълно отворена дроселна клапа най-голяма икономичност при достатъчно устойчива работа се постига при $\alpha=1,1\div 1,3$, а най-голяма мощност – при $\alpha=0,8\div 0,9$. Устойчивата работа на бензинов двигател при малко натоварване и празен ход е възможно само при $\alpha < 1$ (фиг. 1.14). Това е свързано с начина на управление на двигателя при промяна на натоварването – като се намалява натоварването, количеството на гориво-въздушната смес, което постъпва в цилиндъра, се намалява; на празен ход то е 1/5 до 1/4 от това при пълно натоварване. Коефициентът на остатъчните газове се увеличава, работната

смес съдържа относително по-голямо количество остатъчни газове и съответно нейната горливост (способност за възпламеняване и горене) е влошена. За компенсиране на този недостатък е необходимо при намаляване на натоварването гориво-въздушната смес да се обогати. Но при $\alpha < 1$ горенето е непълно, разходът на гориво се увеличава. Това е твърде неблагоприятна особеност на бензиновите двигатели. Тя може да се елиминира, ако двигателят е с променлива степен на сгъстяване. При пълно натоварване изборът на степента на сгъстяване се ограничава от детонационното горене. При намаляване на натоварването няма опасност от детонационно горене – като се увеличава степента на сгъстяване, обемът на сгъстителното пространство се намалява, съответно и коефициентът на остатъчните газове се намалява. По-малкото количество гориво-въздушна смес се кон-

центрира в по-малък обем, условията за горене са по-благоприятни и двигателят може да работи с по-голямо въздушно отношение.

Вече са разработени двигатели с управляема степен на сгъстяване.

В дизеловите двигатели при изменение на натоварването количеството на въздуха в цилиндъра практически не се променя, изменя се само количеството на горивото. Затова при изменение на натоварването α се изменя в широки граници (от $\alpha > 5$ при малко натоварване и празен ход до $\alpha = 1,2 \div 1,65$ при пълно натоварване). Дизеловите двигатели винаги работят с излишък на въздух, тъй като при тях смесобразуването не е достатъчно съвършено. Колкото по-съвършено е смесобразуването (разпръскването на горивото, проникването на частиците гориво във въздушната среда и смесването им с въздуха), толкова α може да бъде по-близо до долната граница при пълно натоварване.

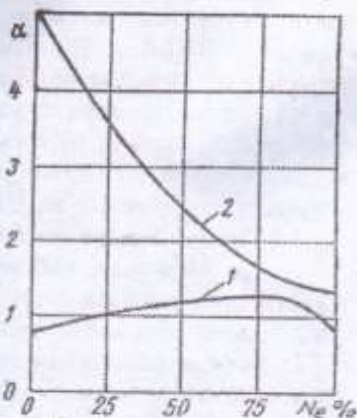


Фиг. 1.13. Граници на възпламеняемостта в зависимост от коефициента на остатъчните газове

Образуване на гориво-въздушната смес. Горенето заема особено място сред останалите работни процеси на работния цикъл - чрез него се повишава вътрешната енергия на сгъстеното работното вещество, която след това се преобразува в работа в процеса на разширяване. Необходимо условие за възникване и развитие на реакцията на горенето е предварителното смесване на реагиращите вещества. В много случаи скоростта на горенето се определя не от времето за извършване на химическите реакции, а от времето за въвеждане

на компонентите в зоната на реакцията, т.е. от скоростта на образуване на сместа от гориво и окислител (въздух).

Горенето протича в газова фаза. Затова течното гориво трябва да се изпари и парите му да се смесят с въздуха.



Фиг. 1.14. Изменение на въздушното отношение в зависимост от натоварването на двигателя:

1-бензиновият двигател, 2-дизелов двигател

Образуването на гориво-въздушната смес може да бъде завършено до началото на горенето или горенето на сместа може да започне преди да завърши смесобразуването. Първият от тези начини се осъществява в двигателите с принудително запалване от електрическа искра при външно смесобразуване (карбураторни и газови двигатели, двигатели с впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод), а вторият - в двигателите с възпламеняване от сгъстяване при вътрешно смесобразуване (дизелови двигатели).

Основната разлика между двигателите с искрово запалване и дизеловите двигатели е в това, че в първия случай съотношението между горивото и въздуха може да бъде близко до стехиометричното ($\alpha=1,0$) за стабилно запалване и горене. Изходната мощност на двигателя се управлява с дроселната клапа, чрез която може да се изменя количеството на гори-

во-въздушната смес, т.е. едновременно на горивото и въздуха. Обратно, за двигателите с възпламеняване от сгъстяване гориво-въздушната смес е близка до стехиометричната само пред фронта на пламъка. Изходната мощност се променя само чрез изменение на количеството на горивото, което се впръсква в цилиндъра (циклово количество гориво).

Гориво-въздушната смес се нарича *еднородна (хомогенна)*, когато около всяка молекула гориво са разположени еднакъв брой молекули от кислород (въздух). Еднородна смес може да се получи само при условие, че компонентите са в еднакво агрегатно състояние, т.е. ако течното гориво е изпарено.

Компонентите, намиращи се в еднакво газо- или парообразно състояние се смесват в резултат на *молекулната дифузия*, т.е. взаимното проникване на молекулите на единия компонент между молекулите на другия компонент през повърхнините на разделяне на неподвижните обеми или ламинарните потоци на компонентите. Но процесът на молекулната дифузия протича относително бавно и не може да осигури образуването на еднородна смес за краткото време, което е отредено за смесобразуването в работния цикъл. По-бързо и съвършено смесобразуване е възможно при смесване на турбулентни потоци на компонентите, при което към молекулната дифузия се добавя *турбулентната дифузия*: обмен вече не на отделни молекули, а на отделни обеми от компонентите. Размерът на тези обеми зависи от мащаба на турбулентността.

Скоростта и съвършенството на турбулентното смесване се определя от турбулентните характеристики на смесваните потоци (интензивност и мащаб на турбулентността). И в двата случая количеството на дифундиращите газове е пропорционално на повърхността на съприкосновение на газовите потоци.

Смесването на газообразни компоненти е добро, ако обемите на двата смесени газа са примерно еднакви. Не такъв е случаят при смесването на парите на бензина и дизеловото гориво с въздух. Необходимото количество въздух за изгаряне на 1 kg бензин е $L_0=0,512$ kmol/kg. Молекулната маса на бензина е $\mu_c=110\div 120$, на 1 kg бензин съответства $\frac{1}{115} = 0,009$ kmol/kg. Следователно съотношението бензинови пари/въздух е равно на $\frac{0,009}{0,512} = 1:58,88$, т.е. отношението между парите на бензина и въздуха в стехиометрична смес по обем е 1:58,88- всяка молекула гориво трябва да е заобиколена от 58,88 молекули въздух.

За дизелово гориво $L_0=0,495$ kmol/kg, $\mu_c=180\div 200$; на 1 kg гориво съответства $\frac{1}{190} = 0,005$ kmol/kg, т.е. отношението между парите на дизеловото гориво и въздух е равно на $\frac{0,005}{0,495} = 1:99$ - всяка молекула гориво трябва да е заобиколена от 99 молекули въздух.

Вижда се, че образуването на еднородна смес от пари на течно гориво и въздух е трудно и затова се търсят специфични начини на смесобразуване. Най-разпространеният начин се състои в разпределение в обема въздух или във въздушен поток на капки гориво, получени от разпръскването на струя течно гориво под налягане от отвор с малко сечение. В този случай се получава *нееднородна (хетерогенна)* смес, съставена от въздух и капки течно гориво. Горивото се изпа-

рява от повърхността на капките и парите проникват (дифундират) в обкръжаващия капките въздух. След това концентрацията на капките се изравнява по целия обем въздух, ако има достатъчно време за смесване. Такъв начин за образуване на гориво-въздушната смес се осъществява в двигателите с външно смесообразуване, а също и в двигателите с вътрешно, т. нар. *обемно смесообразуване*.

В двигателите с вътрешно смесообразуване (дизеловите двигатели) горенето започва преди получаването на еднородна смес. Възпламеняването се извършва в зоните, наситени с горивни пари, в които съставът на гориво-въздушната смес е в границите на възпламеняемостта. От тези начални огнища пламъкът се разпространява в зоните с още неизпарено гориво. Разпространяването на пламъка се определя от скоростта на дифузното смесване на горивните пари и въздуха. Тъй като физичните процеси на масо- и топлообмен протичат значително по-бавно от химичните реакции, в нееднородната гориво-въздушна смес те са определящи за горенето. Такова горене на нееднородна горивна смес се нарича *дифузно*.

Друг начин на вътрешно смесообразуване е т. нар. *слоино (пристенно) смесообразуване*. В този случай струята гориво се насочва под малък ъгъл върху нагрятата повърхност на горивната камера и се движи по нея като тънък слой, увличан също от турбулентното движение на въздушния поток, който обдухва повърхността. В резултат на дифузията на парите на горивото във въздушната среда на известно разстояние от стената възниква зона, в която концентрацията на горивото е горлива (в границите на възпламеняемостта), и там се извършва възпламеняване и горене на гориво-въздушната смес.

Разслояване на гориво-въздушната смес се прилага в бензинови двигатели. За да могат да изгарят много бедни гориво-въздушни смеси (извън границата на възпламеняемостта) смесването на бензина с въздух се организира така, че около запалителната свещ да попада обогатена гориво-въздушна смес, а в отдалечените от свещта зони- бедна ($\alpha > 1,5$). При подаване на електрическа искра обогатената гориво-въздушна смес около запалителната свещ се възпламенява, пламъкът обхваща и отдалечените от свещта зони с бедна смес. Така се осигурява сигурно запалване и ефективно изгаряне на много бедни смеси, съответно добри икономически и мощностни показатели на двигателите.

1.2.2. Токсичност и димност на отработилите газове

При пълно изгаряне на течните горива ($\alpha \geq 1$) продуктите на горенето (отработилите газове) се състоят от въглероден диоксид CO_2 , водни пари H_2O , излишния кислород O_2 и азот N_2 , а при непълно горене ($\alpha < 1$) се съдържат и въглероден оксид CO , въглеводороди CH и водород H_2 . В отработилите газове се съдържат и азотни оксиди NO_x , сажди (частици) и други химични вещества (до 300) в зависимост от състава на горивото. Но главно внимание се обръща на така наречените *токсични вещества* CO , CH , NO_x и сажди (частици). Токсични са веществата, които оказват вредно влияние на организма на човека и на околната среда. За посочените вещества са въведени норми за допустима концентрация и често проблемът за екологичното усъвършенстване на двигателите се свежда до тяхното намаляване в отработилите газове. Но в отработилите газове се съдържат и канцерогенни вещества, съединения на сяра и олово и др. вещества, които по своето вредно въздействие са по-опасни от CO , CH и NO_x .

Източници на замърсяване на атмосферата са и картерните газове и изпаренията от горивната уредба.

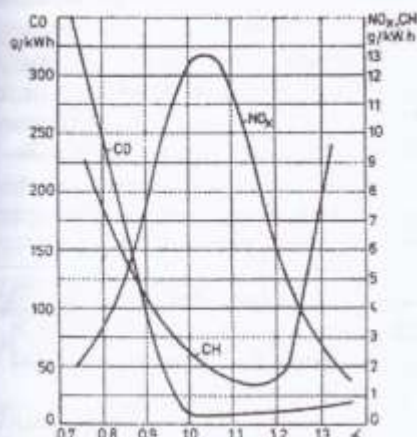
Концентрацията на токсични вещества се измерва в обемни проценти (%), части на милион (ppm) или милиграма на литър отработили газове. (табл. 1.4):

Таблица 1.4

Диапазон на изменение на количеството на токсичните вещества в отработилите газове

Токсично вещество	Двигатели	
	Дизелов	Бензинов
Въглероден Оксид CO, %	0,1÷0,3	0,1÷6,0
Азотни оксиди NO _x , ppm	50÷2000	0÷4000
Въглеводороди CH, ppm	10÷200	50÷1000
Сажди, mg/dm ³	До 0,40	До 0,05

Въглеродният оксид CO е продукт на непълно горене. Той се образува при изгаряне на богата гориво-въздушна смес (фиг. 1.15) и при дисоциация (разпадане) на въглероден диоксид CO₂ при висока температура. В бензинов двигател най-голямо е съдържанието на CO в отработилите газове при работа на празен ход, тъй като на този режим двигателят работи устойчиво само при богата гориво-въздушна смес (виж фиг. 1.4).



Фиг. 1.15. Изменение на съдържанието на токсични вещества в отработилите газове на бензинов двигател в зависимост от състава на гориво-въздушната смес

Въглеводородите CH (като индивидуални химични вещества са най-различни) също са продукти на непълно горене. Получават се при недостатъчно количество кислород и особено при изгаряне на слоевете гориво-въздушна смес, разположени непосредствено до стените или в хлабините, където температура е ниска и пламъкът се охлажда и изгасва. Въглеводороди се съдържат

в отработилите газове при всички работни режими на двигателя. В бензиновия двигател тяхното количество е най-голямо при принудителен празен ход.

Количеството на азотните оксиди NO_x не зависи от химичния състав на горивото, а се определя от високата температура зад фронта на пламъка и от наличието на свободен кислород в продуктите на горенето. При $\alpha < 1$ образуването на NO_x се ограничава от малкото количество свободен кислород в продуктите на горенето. При работа на двигателите с бедни смеси ($\alpha > 1,5$) образуването на NO_x се ограничава от максималната температура на работния цикъл.

Саждите са също продукт на непълното горене. Те се образуват при термичното разпадане на въглеродни молекули при недостиг на кислород.

От стандартите законодателно са определени гранично допустимите норми за отделяне на токсични вещества с отработилите газове, а за дизеловите двигатели

и норми за димността на отработилите газове или съдържанието на твърди частици в тях.

Количеството на CO , CH и NO_x в отработилите газове се определя при изпитване на двигателя по възприетия в страната *ездови цикъл*. Ездовият цикъл имитира движението на автомобила в градски условия и по шосе. *Европейският ездови цикъл*, по който на специален динамометричен стенд с барабани се изпитват автомобили с пълна маса до 3500 kg (леки, микробуси и др. подобни) с дизелови и бензинови двигатели се състои от две части: в течение на първата част четири пъти се повтаря цикълът А, които имитира движение на автомобила в градски условия, и високоскоростна втора част, в която се имитира движението по шосе (фиг. 1.16). Общо изпитвателният цикъл трае 20 min и 20 s. Отработилите газове се събират в една или няколко камери, след което се определя количеството на токсичните вещества. Нормите за допустимите количества на токсичните вещества периодично се намаляват (табл. 1.5).

Таблица 1.5.

Норми за допустимите количества на токсични вещества в отработилите газове при изпитване на автомобилите по Европейския ездови цикъл

Наименование	Двигатели			
	Бензинови		Дизелови	
Година	2000	2005	2000	2005
CO , g/km	2,3	1,0	0,64	0,5
CH , g/km	0,2	0,1	-	-
$\text{CH} + \text{NO}_x$, g/km	-	-	0,56	0,30
NO_x , g/km	0,15	0,08	0,50	0,25
Частици, g/km	-	-	0,05	0,025

Двигателите на товарните автомобили се изпитват на спирачни стендове- бензиновите двигатели по 9-режимен цикъл, а дизеловите двигатели по 13-режимен.

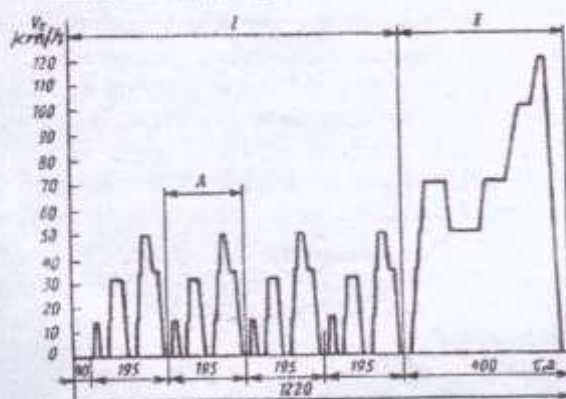
Освен състава на горивната смес, върху количеството на токсични вещества в отработилите газове влияние оказват и други фактори:

- ъгълът на изпреварване на запалването- при намаляването му концентрацията

на CO практически не се променя, но концентрацията на CH и NO_x се намалява;

- ъгълът на изпреварване на впръскването на гориво в дизеловите двигатели- при намаляването му концентрацията на NO_x се намалява, но количеството на сажите (частиците) се увеличава;

- натоварването на двигателя- при увеличаването му в дизеловия двигател се увеличава концентрацията на CO и NO_x ; при пълно натоварване



Фиг. 1.16. Европейски ездови цикъл

на бензиновия двигател се увеличава концентрацията на CO и NO_x, при малко натоварване- концентрацията на CO;

- честотата на въртене- при увеличаването ѝ до 2000 min⁻¹ димността на дизеловия двигател се намалява (поради подобро смесообразуване), но над тази честота малко се увеличава (намалява се времето за горене); върху NO_x, CO и CH честотата на въртене влияе слабо;

Намаляване на токсичността на отработилите газове на бензиновите двигатели. Прилагат се следните подходи:

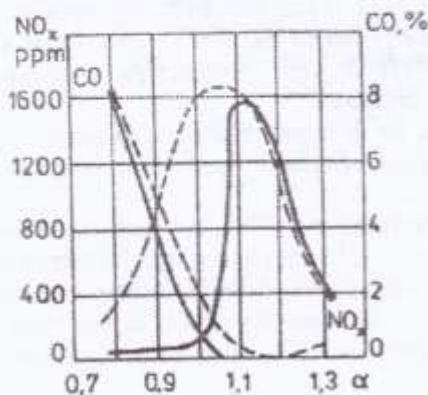
Усъвършенстване на горивната и запалителната система. Най-добри резултати дава прилагането на системи за впръскване на бензин и високоенергийна запалителна система с микропроцесорно управление.

Рециркулация на отработили газове. Ефективен метод за намаляване образуването на NO_x в отработилите газове е пропускането на част от отработилите газове в пълнителния тръбопровод. Концентрацията на NO_x в отработилите газове зависи от максималната температура и наличието на свободен кислород в продуктите на горенето. Чрез рециркулация на част от отработилите газове (до 20%) се ~~понижава~~ намалява максималната температура в процеса горене, тъй като се намалява количеството на гориво-въздушната смес, постъпваща в цилиндъра, а освен това продуктите на горенето в отработилите газове имат по-голям специфичен топлинен капацитет от въздуха. Отработилите газове действат като дезактиватори на горенето.

При рециркулация на отработили газове се влошава процесът на горене и затова концентрацията на CO и CH в отработилите газове се увеличава малко. При рециркулация на отработили газове се намаляват мощността и икономичността на двигателя. Мощността се намалява по-значително, отколкото се увеличава специфичният ефективен разход на гориво, тъй като намаляването се дължи не само на влошеното горене, а и на по-малкото количество гориво-въздушна смес, постъпваща в цилиндрите при рециркулация на отработили газове.

Обикновено отработилите газове се подават в цилиндъра след дроселната клапа. Количеството на пропусканите отработили газове се регулира според работния режим на двигателя.

Неутрализация на отработилите газове. За неутрализирането на токсичните



Фиг. 1.17. Концентрация на NO_x и CO в отработилите газове пред каталитичния неутрализатор (прекъснати линии) и след него (пълни линии) в зависимост от състава на гориво-въздушната смес

вещества в отработилите газове е необходимо да се осъществят както окислителни, така и възстановителни реакции. При окислителните реакции CH и CO се превръщат в CO₂ и H₂O, а при възстановителните NO_x се разлагат на изходните вещества O₂ и N₂. Това се постига в каталитични неутрализатори. Създадени са много конструктивни схеми на такива неутрализатори с различни катализатори.

Трикомпонентният каталитичен неутрализатор позволява да се неутрализират CO, CH и NO_x. Неговата ефек-

тивност в значителна степен зависи от състава на гориво-въздушната смес, с която двигателят работи. Зависимостта на концентрацията на NO_x и CO в отработилите газове от състава на гориво-въздушната смес пред каталитичния неутрализатор (прекъсвани линии) и след него (плътни линии) е дадена на фиг. 1.17. При $\alpha > 1,05$ активността на катализатора по отношение на NO_x рязко намалява, тъй като средата става окислителна. При $\alpha < 0,95$ рязко се намалява окисляването на CO и CH . За да се осигури необходимата възстановителна среда в отработилите газове, съставът на горивната смес трябва бъде близък до стехиометричния ($\alpha = 0,97 \div 1,03$). Проблемът за поддържане на състава на сместа в такива тесни граници може да се реши само с помощта на електрониката - в системите за впръскване на бензин и в карбураторите с електронно управление с обратна връзка. В изпускателния тръбопровод пред каталитичния неутрализатор се поставя кислороден преобразувател, който подава в управляващия електронен блок информация за наличието на свободен кислород в отработилите газове. При отклонение на състава на сместа от стехиометричния управляващият електронен блок по съответен начин изменя подаването на гориво.

07 **Намаляване на токсичността и димността на отработилите газове на дизеловите двигатели.** Най-големите трудности за подобряване на екологичните показатели на дизеловите двигатели са свързани с емисиите (изхвърлящите) на NO_x и твърди частици (сажди) в отработилите газове. За намаляване на токсичността и димността на отработилите газове се прилагат следните подходи:

08 **Усъвършенстване на процесите на смесообразуване и горене.** Този подход има предимство, че едновременно с намаляване на димността на отработилите газове и на концентрацията на CO и CH в тях се подобряват мощностните и икономическите показатели на двигателя. Но интензификацията на горенето води до увеличаване на NO_x .

Рециркулация на отработили газове. При средни и малки натоварвания рециркулацията на отработили газове е ефективно средство за намаляване на NO_x , особено при двигателите с горивна камера в буталото. При големи натоварвания рециркулацията на отработили газове намалява индикаторния к.п.д. на двигателя и увеличава концентрацията на CO .

Неутрализация на отработилите газове. В окислителните каталитични неутрализатори CO и CH се превръщат в CO_2 и H_2O . В резултат на каталитичната неутрализация при температура на отработилите газове над 300°C концентрацията на CO се намалява с $85 \div 90\%$, а CH - със $75 \div 85\%$. При температури по-ниски от 300°C ефективността на катализаторите се намалява.

Поради това, че в отработилите газове на дизеловите двигатели винаги има кислород, обикновеният трикомпонентен каталитичен неутрализатор не може да се използва.

Филтри и уловители на сажди. Във филтрите саждите и твърдите частици се задържат при преминаване на отработилите газове през филтриращ елемент или чрез центрофугирането им. В специалните уловители се създават електростатични полета, които задържат саждите и твърдите частици. Филтрите се очистват от саждите чрез изгаряне с помощта на специални горелки, включвани през определени периоди от време.

Намаляване на емисиите на CO_2 . Въглеродният диоксид не е токсичен, но наличието му в атмосферата влияе на климата. Парниковият ефект е добре установено явление, без което температурата на земната кора би била -30°C : при тази температура топлинната радиация от земната повърхност точно уравновесява идващата радиация от слънцето. Парниковите газове, главно водна пара и CO_2 , са прозрачни за слънчевата светлина, но поглъщат инфрачервената радиация от земната повърхност. В резултат на това земната повърхност се затопля. Натрупването на CO_2 в атмосферата води до затопляне на климата на планетата, което би имало катастрофални последици за човечеството.

При пълното изгаряне на въглеводородните горива въглеродът изгаря до CO_2 . При изгаряне на един литър гориво количеството на CO_2 е:

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} \cdot c \cdot \rho_f / \text{литър} \rho_f, \quad (1.24)$$

където c е масовия дял на въглерода в 1 kg гориво, kg/kg (виж табл. 1.3);

ρ_f - плътността на горивото, kg/dm^3 (за бензин $\rho_f=0,69+0,75$, за дизелово гориво $\rho_f=0,82+0,86$)

Определено при средните стойности на ρ_f :

$$G_{\text{CO}_2} = 2,26 \text{ kg/литър бензин};$$

$$G_{\text{CO}_2} = 2,68 \text{ kg/литър дизелово гориво}.$$

Допустимата норма за емисиите на CO_2 от 2008 г. е $142 \text{ g}/\text{km}$, откъдето следва, че максимално допустимият разход на гориво на 100 km пробег на автомобилите с бензинови двигатели е $6,2$ литра, а на автомобилите с дизелови двигатели - $5,3$ литра. Сега мощностният диапазон на бензиновите двигатели, посрещането изискването от $142 \text{ g}/\text{km}$ CO_2 , се ограничава до 45 kW , докато дизеловите двигатели достигат 80 kW .

При тези предпоставки очевидно е необходимо голямо подобряване на горивната икономичност, особено на бензиновите двигатели.

Подходите за подобряване на горивната икономичност на бензиновите двигатели може да се систематизират, както следва:

- Подобряване на индикаторния к.п.д.:
 - непосредствено впръскване на бензин в цилиндрите;
 - променлива степен на сгъстяване.
- Намаляване на механичните загуби:
 - загуби за спомагателните ходове (помпни загуби):
 - непосредствено впръскване на бензин;
 - управляван пълнителен тръбопровод;
 - управляеми фази на газоразпределението;
 - управлявани клапани - отваряне/затваряне, повдигане;
 - загуби от триене в механизмите.
- Превключване на работната точка:
 - изключване на цилиндри;
 - изключване на отделни работни цикли.

Подходите за подобряване на горивната икономичност на дизеловите двигатели:

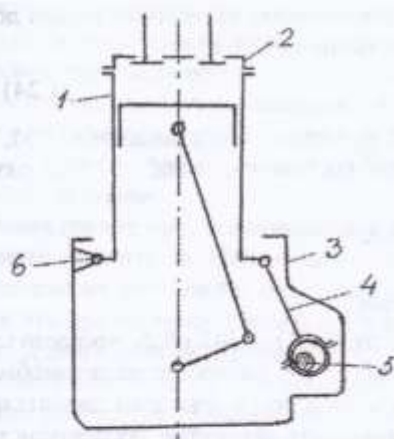
- Подобряване на системите за впръскване на гориво:
 - акумулаторна горивна уредба;

- горивна уредба с помпа-дюза;
- Последваща обработка на отработилите газове:
 - каталитичен неутрализатор;
 - филтри и уловители на сажди и твърди частици.

Някои от подходите ще бъдат разгледани в този раздел, а останалите - в раздел 2 и раздел 3 на учебника.

1.2.3. Променлива степен на сгъстяване

Както бе изяснено (1.2.1), устойчива работа на бензинов двигател при малко



Фиг. 1.18. Схема на двигател с променлива степен на сгъстяване.

1- цилиндър; 2- цилиндърна глава; 3- картер; 4- мотовилка; 5- ексцентрик; 6- окачване

натоварване и празен ход е възможно само при $\alpha < 1$, поради по-малкото количество работно вещество в цилиндъра и относително големия коефициент на остатъчните газове. В конвенционалните бензинови двигатели степента на сгъстяване се избира така, че при пълно натоварване на двигателя да няма детонационно горене. При средно и малко натоварване и празен ход степента на сгъстяване може да се увеличи и двигателят да работи с бедна гориво-въздушна смес, с по-малък разход на гориво.

Разработвани са различни методи за управление на степента на сгъстяване. Saab работи почти 20 години в това направление. На автомобилната из-

ложба в Женева през 2000 г. Saab показва 5-цилиндров двигател с литраж 1,6 dm³, със свръхпълнене и с впръскване на бензин, който има 30% по-малък разход на гориво от двигател с всмукване със същата мощност.

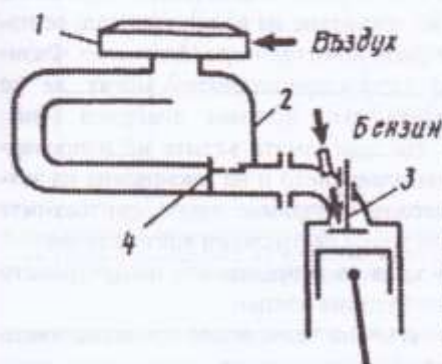
Двигателят е съставен от две секции (фиг. 1.18). Горната секция, състояща се от цилиндричния блок 1 и цилиндърната глава 2, е подвижна. Долната секция съдържа картера 3, колянния вал и буталата. Горната част е окачена ставно (шарнирно) към долната част от едната страна, а от другата, чрез ставна връзка и мотовилката 4 е свързана с ексцентриковия вал 5. Степента на сгъстяване се променя чрез изменение на наклона на горната част спрямо долната, осъществявано от хидравличен механизъм с помощта на ексцентриковия вал. При това се променя обемът на сгъстителното пространство. Максималното завъртане на горната част е 4° и в този диапазон степента на сгъстяване варира от 8:1 до 14:1. Оптималната степен на сгъстяване се избира от електронна управляваща система въз основа на информация за честотата на въртене на колянния вал, натоварването на двигателя и качеството на горивото (неговата антидетонационна устойчивост).

1.2.4. Управляван пълнителен тръбопровод

В процеса пълнене въздушният поток в пълнителния тръбопровод се движи с определена скорост, в зависимост от честотата на въртене на колянния вал. При

определено съчетаване на фазите на газоразпределението и геометричните размери на пълнителния тръбопровод (главно неговата дължина) може да се използва инерцията на въздушния поток за дозареждане на цилиндрите, т.е. за увеличаване на коефициента на пълнене. Това е т. нар. *динамично свръхпълнене*. При неизменен пълнителен тръбопровод динамичното свръхпълнене е най-ефективно при определена честотата на въртене на колянвия вал.

За разширяване на диапазона от честотни режими, в които двигателят работи с динамичното свръхпълнене, се използва пълнителен тръбопровод с променлива дължина и газоразпределителен механизъм с променливи фази на газоразпределението.



Фиг. 1.19. Схема на управляван пълнителен тръбопровод:

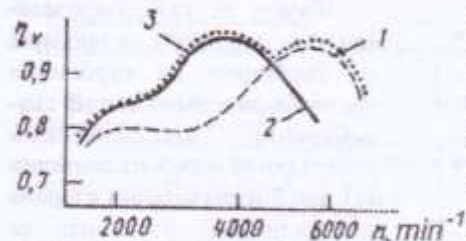
1- въздушен филтър; 2- ресивер; 3- пълнителен клапан; 4- клапа

Разработват се различни конструкции на управляван пълнителен тръбопровод. На фиг. 1.19 е показана схема на пълнителен тръбопровод, чиято дължина се изменя с клапата 4. Когато двигателят работи с малка и средна честотата на въртене на колянвия вал, клапата е разположена хоризонтално и въздухът, след като премине през въздушния филтър 1, постъпва в ресивера (въздушния резервоар) 2, откъдето се движи по дългия канал. Във въздушния поток е включена по-голяма маса въздух. Това осигурява ефективно дозареждане на цилиндрите при тези работни режими. При високи честоти на въртене клапата се завърта във вертикално положение, при което въздухът се движи по къс канал, но с голяма

скорост. Това подобрява дозареждането на тези работни режими.

Такава система се прилага обикновено при впръскване на бензин и два пълнителни клапана на всеки цилиндър, за да се намали общото съпротивление на пълнителната система.

Изменението на коефициента на пълнене в зависимост от честотата на въртене



Фиг. 1.20. Изменение на коефициента на пълнене от честотата на въртене при различни положения на регулиращата клапа:

1- вертикално; 2- хоризонтално; 3- управление с клапата

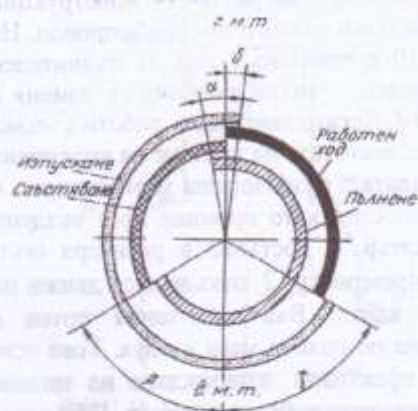
при използване на управляван пълнителен тръбопровод е показано на фиг. 1.20 (крива 3). Крива 1 съответства на вертикалното положение на регулиращата клапа, а кривата 2- на хоризонталното ѝ положение. Пресечната точка на двете криви съответства на честотата на въртене, при което клапата се превключва от едно в другото положение. Кривата 3 е обвиваща.

В осемцилиндров V-образен двигател BMW дължината на пълнителния тръбопровод на всеки цилиндър се променя безстепенно от 231 до 673 mm с помощта на въртящ се пръстен с отвор, през който

от широк цилиндричен колектор въздухът постъпва в пълнителния тръбопровод. Четирите регулиращи пръстена на пълнителните тръбопроводи на цилиндрите от един ред са свързани чрез вилкови достове с общ вал. Двата вала се задвижват от електродвигател. Ъгълът на регулиране зависи главно от честотата на въртене на колянвия вал. При честота на въртене под 3500 min^{-1} пълнителните тръбопроводи са с максимална дължина. Над тази честотата на въртене дължината им се скъсява. Диапазонът на регулиране е 236° завъртане на регулиращите пръстени и се покрива за по-малко от 1 s.

1.2.5. Променливи фази на газоразпределението

Общи сведения. Моментите на отваряне и затваряне на клапаните, изразени в



Фиг. 1.21. Диаграма на фазите на газоразпределението

ъгли на завъртане на колянвия вал, се наричат *фази на газоразпределението*. Фазите на газоразпределението могат да се изобразят като кръгова диаграма (фиг. 1.21). На диаграмата ъглите на изпреварване на отварянето и на закъснение на затварянето на клапаните спрямо съответните мъртви точки са означени както следва:

α - ъгъл на изпреварване на отварянето на пълнителния клапан;

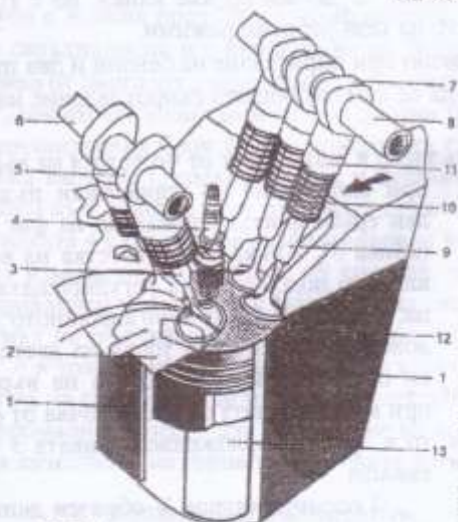
β - ъгъл на закъснение на затварянето на пълнителния клапан;

γ - ъгъл на изпреварване на отварянето на изпускателния клапан;

δ - ъгъл на закъснение на затварянето на изпускателния клапан.

Ъгълът $\alpha + \delta$ определя *припокриването на клапаните*, т.е. ъгълът, на който пълнителният и изпускателният клапан са отворени едновременно.

Фазите на газоразпределението се определят от профила на гърбиците на гърбичния (разпределителния) вал. В съвременните многоклапанови двигатели (2 или 3 пълнителни и 1 или 2 изпускателни клапана на цилиндър) клапаните се задвижват от два гърбични вала, разположени над цилиндровата глава- съответно за пълнителните и изпускателните клапани (фиг. 1.22).

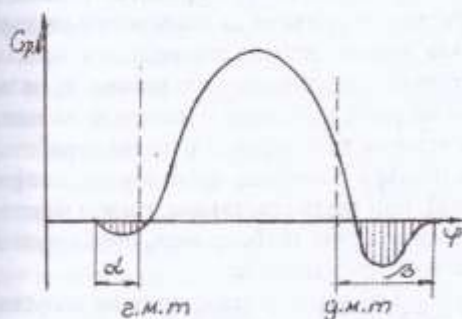


Фиг. 1.22. Пет клапана на цилиндър:

1- цилиндър блок; 2- цилиндрова глава; 3- изпускателен клапан; 4- запалителна свещ; 5- гърбица на изпускателен клапан; 6- гърбичен вал на изпускателните клапани; 7- гърбица на пълнителен клапан; 8- гърбичен вал на пълнителните клапани; 9- пълнителен клапан; 10- пружини на клапан; 11- хидравличен саморегулиращ се повдигач на клапани; 12- бутало; 13- мотовилка

Ефективността на газообмена в цилиндрите на двигателя се определя от степента на напълването им с прясно работно вещество и от степента на почистването им от отработили газове. Напълването и почистването на цилиндъра непосредствено зависи от продължителността на фазите на пълненето и изпускането и от припокриването на клапаните.

Неизменното обвързване на фазите на газоразпределението към въртенето на



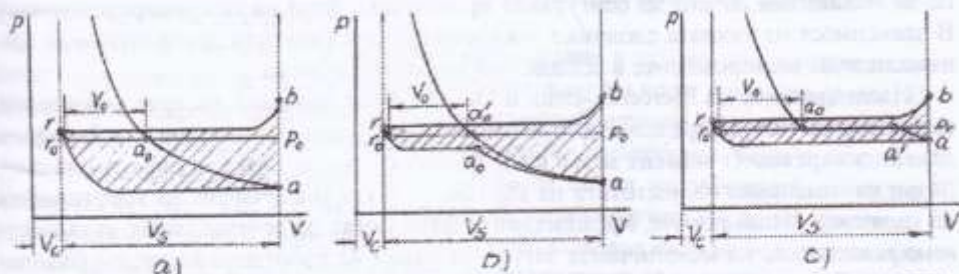
Фиг. 1.23. Масов разход G_p на работно вещество през пълнителния клапан в зависимост от ъгъла на завъртане на колянния вал при работа на двигателя с ниска честота на въртене

колянния вал, дори ако тези фази са разширени или изместени спрямо съответните тактове на двигателя, не е оптимален начин за формиране на процеса на газообмена на автомобилния двигател, за който е типично непрекъснатото изменение на работния режим (честотата на въртене и натоварването). Би трябвало, като се промени работният режим, да се променят и фазите на газоразпределението. Но конвенционалният газоразпределителен механизъм не може да направи това. Неизбежно се прави компромисно-опитно се подбират широчините (продължителностите) на фазите на пълненето и изпускането, на тяхното разположение

спрямо г.м.т. и д.м.т. и припокриването им за диапазона от работни режими, в който двигателя работи най-често при съответните експлоатационни условия.

Основните съображения при подбирането на фазите са:

- във високочестотен двигател напълването на цилиндъра с прясно работно



Фиг. 1.24. p - V диаграма на смяната на работното вещество в цилиндъра на бензинов двигател при работа на празен ход:

a - конвенционален газоразпределителен механизъм, цикловото количество гориво се управлява с дроселна клапа; b - дроселната клапа е напълно отворена, пълнителният клапан се затваря значително преди д.м.т.; b' - дроселната клапа е напълно отворена, пълнителният клапан се затваря значително след д.м.т.

вещество се увеличава (примерно с 10÷15%), като се използва динамичното налягане от пълнителния тръбопровод (*динамично свръхпълнене*) - пълнителният клапан се затваря по-късно (по-голям ъгъл β); повишава се максималната мощност на двигателя;

- при по-ранно отваряне на изпускателния клапан (по-голям ъгъл γ) по-голяма част от отработилите газове напускат цилиндъра при достатъчно високо налягане (0,4÷0,5 МРa), съответно при такта изпускане буталото изтласква само 40÷50% от

отработилите газове; подобрява се почистването на цилиндъра и се намаляват механичните загуби за смяна на работното вещество;

- по-голямо припокриване на клапаните при висока честотата на въртене спомага за продухване на горивната камера за сметка на инерционното движение на газовите потоци в пълнителния и изпускателния тръбопровод;

- по-ранното отваряне на пълнителния клапан и по-късното му затваряне (по големи ъгли α и β , фиг. 1.23), оптимални при високочестотен работен режим, в нискочестотния режим на работа на двигателя са причина за намаляване на въртящия момент поради това, че се намалява запълването на цилиндъра с прясно работно вещество: отначало, докато налягането в цилиндъра е по-високо от налягането в пълнителния тръбопровод (в края на такта изпускане и началото на такта пълнене) през пълнителния клапан в пълнителния тръбопровод изтичат отработили газове, които след това се връщат в цилиндъра, заемайки място в него (коэффициентът на остатъчните газове се увеличава); при такта съгъстяване, когато налягането в цилиндъра превиши налягането в пълнителния тръбопровод, през клапана част от работното вещество се връща обратно в тръбопровода.

- при работа на двигателя с ниска честотата на въртене отварянето на изпускателния клапан и затварянето на пълнителния клапан трябва да бъдат близко до д.м.т., а за устойчива и икономична работа на двигателя на празен ход припокриването на клапаните трябва да бъде почти нула.

От изложеното се вижда, че при подбирането на фазите на газоразпределение (продължителност, разполагане в работния цикъл, припокриване на клапаните) неизбежно се правят компромиси. Подбраните фази са оптимални само за определен работен режим, а при останалите работни режими не осигуряват оптимално почистване на цилиндъра от отработили газове и запълването му с прясно работно вещество. Затова не е неочаквано, че се полагат значителни усилия за разработване на механизми, които да осигуряват променливи фази на газоразпределението. В зависимост от тяхната сложност и възможности в една или друга степен се минимализират компромисите в осъществяване на газообмена.

Изследванията на Mercedes-Benz и Daimler-Benz показват, че чрез управление на фазите на газоразпределението и повдигането (хода) на клапаните в бензинов двигател въртящият момент може да се увеличи с около 14% средно в целия диапазон на изменение на честотата на въртене (поради увеличаване на коефициента на пълнене). Нещо повече, променливите фази могат да се използват за съществено намаляване на механичните загуби за смяна на работното вещество (помпените загуби) в двигателите с искрово запалване, при работата им с частично натоварване и на празен ход. Цикловото количество прясно работно вещество се регулира не с дроселиране (притваряне на дроселната клапа), а с по-ранно (преди д.м.т.) или по-късно (след д.м.т.) затваряне на пълнителния клапан, при което може да се постигне икономия на гориво 9÷15%.

Възможностите за намаляване на помпените загуби при работа на бензинови двигател на празен ход са илюстрирани на фиг. 1.24. При конвенционален газоразпределителен механизъм на празен ход дроселната клапа е почти напълно затворена и налягането p_a в края на пълненето е много ниско (фиг. 1.24a). Защрихованата площ на p - V диаграмата (между линията на такта изпускане br и линията на такта пълнене ra) изразява помпените загуби при смяната на работното веществ-

тво. Те са значителни, съставляват 30-40% от общите механични загуби на този режим. Обемът V_0 определя цикловото количество прясно работно вещество, необходимо за работата на двигателя на празен ход.

Същото циклово количество прясно работно вещество (същият обем V_0) може да се отмери при напълно отворена дроселна клапа, ако пълнителният клапан се затвори значително по-рано, преди д.м.т. (т. a_0 , фиг. 1.24б). Работното вещество, постъпило в цилиндъра до затварянето на клапана, се разширява до налягане p_n . Помпените загуби, изразени със зашрихованата площ, са значително по-малки.

Същото циклово количество прясно работно вещество може да се получи и ако при напълно отворена дроселна клапа пълнителният клапан се затвори значително по-късно след д.м.т. (фиг. 1.24в). При движение на буталото от г.м.т. към д.м.т. налягането в цилиндъра се изменя по линията ra , а при такта сгъстяване, когато налягането се повиши до налягането в пълнителния тръбопровод (приблизително равно на атмосферното) (т. a'), работното вещество се връща обратно в пълнителния тръбопровод до затварянето на пълнителния клапан (т. a_0). Помпените загуби също са значително по-малки.

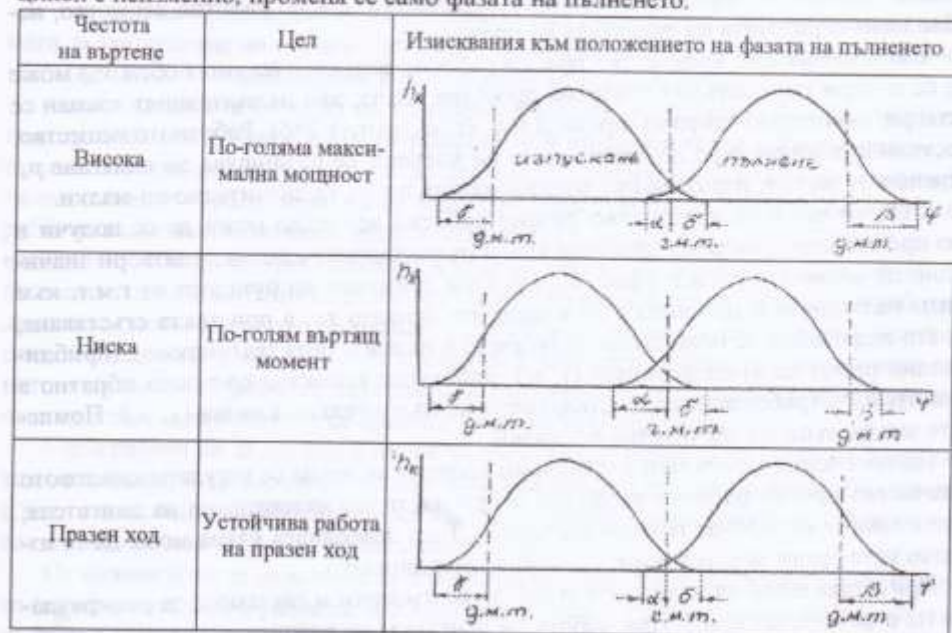
По посочения начин при управляеми клапани може да се регулира цикловото количество прясно работно вещество и при частично натоварване на двигателя, като с това се намаляват помпените загуби. Така дроселната клапа може да се изключи като орган за управление на бензиновия двигател.

При управление на клапаните може да се изключи и системата за рецикулация на отработили газове. При работа на двигателя на режими, при които е необходима рецикулация на отработили газове, пълнителният клапан се отваря значително по-рано преди г.м.т., т.е. увеличава се припокриването на клапаните. Част от отработилите газове постъпват в пълнителния тръбопровод, а след това се връщат в цилиндъра, като разреждат прясното работно вещество, създавайки условия, при които не се образуват NO_x .

С управляеми клапани при частично натоварване и празен ход на двигателя сравнително лесно може да се осъществи *изключване на част от цилиндрите*. В двигателите с искрово запалване и външно смесообразуване при намаляване на натоварването горивната икономичност се влошава съществено. Това е свързано както с увеличаването на механичните загуби за смяна на работното вещество (помпените загуби), така и с намаляването на индикаторния к.п.д. на двигателя поради влошено горене. Ефективен начин за преодоляване на този недостатък при частично натоварване и празен ход е част от цилиндрите да се изключат - да не се подава в тях въздух и гориво, т.е. клапаните да не се отварят. Натоварването на останалите цилиндри се увеличава и работните процеси в тях протичат при благоприятни условия, с по-голяма ефективност. За запазване на температурата на бутало-цилиндровата група е целесъобразно изключените цилиндри да се редуват - изключват се цилиндри за няколко последователни работни цикъла, след това други по определен ред. Опитно може да се определят оптималният, по приет критерии за качеството на работа на двигателя, брой на работещите цилиндри за всеки работен режим.

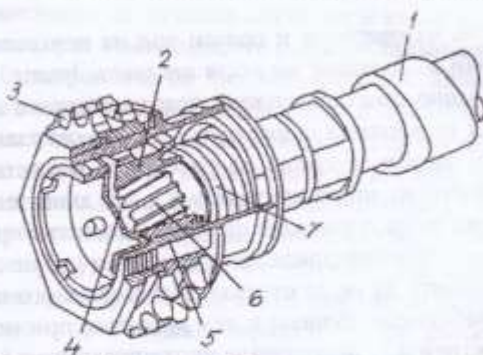
Системи за изменение положението на фазите на пълненето в работния цикъл. Такива системи са приложени в двигатели Alfa Romeo, Nissan, Mercedes-Benz. Те не променят фазите на клапаните (продължителност, характеристика на

повдигането h_d на клапаните). Разполагането на фазата на изпускането в работния цикъл е неизменно, променя се само фазата на пълненето.



Фиг. 1.25. Изменение на фазата на пълненето за оптимална характеристики на двигателя при различни честоти на въртене

Изискванията към положението на фазата на пълненето за различните честоти на въртене са показани на фиг. 1.25. По-късното отваряне на пълнителните



Фиг. 1.26. Система Alfa-Romeo за променливи фази на газоразпределението:

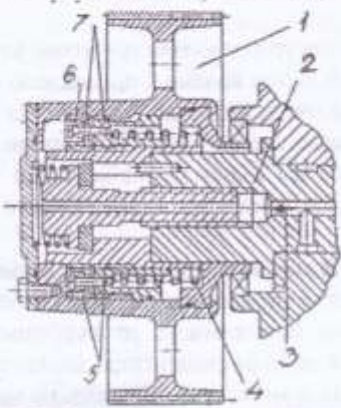
1- гърбичен вал на пълнителните клапани; 2- пръстеновидно бутало (с винтови шлицове по вътрешната повърхност и с прави шлицове по външната); 3- верижно зъбно колело; 4- хидравлична камера (масло се подига по канал в гърбичния вал); 5- прави шлицове на вътрешната повърхност на верижното зъбно колело; 6- винтови шлицове на гърбичния вал; 7- възвратна пружина

клапани (по-близо до г.м.т.) се използва за условията на празен ход и максимална мощност. Малкото припокриване на клапаните прави този начин подходящ за времевите изисквания на празен ход, а неговата възможност за по-късно затваряне на пълнителните клапани го прави подходящ за условията на максимална мощност. По-ранното отваряне на пълнителните клапани спомага за оптимализиране на въртящия момент при ниска честотата на въртене. В работния диапазон на двигателя от ниска до висока честота на въртене система-

та би могла да започва с по-късно отваряне на пълнителните клапани за осигуряване на устойчива работа на празен ход, за преминаване към по-ранно отваряне на

пълнителните клапани, за да се оптимализира въртящия момент при ниска честотата на въртене и тогава да се върне към по-късно отваряне на пълнителните клапани за получаване на максимална мощност. Тези промени в разположението на фазата на пълненето в работния цикъл се постига чрез завъртане на гърбичния вал на пълнителните клапани в нужната посока спрямо зъбното колело, което го задвижва.

Системата *Alfa Romeo* е поставена в производство в 1982 г., за да посрещне американските норми за токсични вещества и за подобряване устойчивостта на работа на двигателя на празен ход. Подобрена версия, с която изменението на ъгъла на изпреварване на отварянето на пълнителните клапани е увеличено от 20° на 32° , е въведена в Европа няколко години по-късно. Разпределителните валове се задвижват с верига. Верижното зъбно колело 3 (фиг. 1.26) на гърбичния вал 1 на пълнителните клапани има на вътрешната повърхност прави шлицове 5. Пръстеновидното бутало 2 има по външната си повърхност прави шлицове и е зацепено с верижното зъбно колело, а по вътрешната повърхност - винтови шлицове, зацепени с винтовите шлицове 6 на гърбичния вал. Пред гърбичния вал и пръстеновидното бутало е разположена хидравличната камера 4, затворена отвън от верижното зъбно колело, а отпред от капак. От смазочната система, по канал в гърбичния вал, в хидравличната камера постъпва масло. Електромагнит, монтиран на капака откъм края на гърбичния вал с верижното зъбно колело (на фигурата не е показан), затваря щифтов клапан, с което изтичането на масло от хидравличната камера се преустановява, налягането в нея се повишава. Под действие на налягането в хидравличната камера пръстеновидното бутало се премества по оста на гърбичния вал и тъй като е свързано с него чрез винтови шлицове, го завърта спрямо верижното зъбно колело, съответно спрямо коляновия вал - ъгълът на изпреварване на отварянето на пълнителните клапани се увеличава.



Фиг. 1.27. Система Nissan за променливи фази на газоразпределението.

1 - верижно зъбно колело; 2 - гърбичен вал; 3 - масло от смазочната система; 4 - възвратна пружина; 5 - винтови шлицове; 6 - притискаща пружина; 7 - пръстеновидно бутало с винтови шлицове по вътрешната и външната повърхност

видното бутало обратно за по-малко от секунда.

Необходимият диапазон за изместване на фазата на пълненето може да се постигне без прекомерно увеличаване на хода на пръстеновидното бутало, ако вместо прави шлицове по външната му повърхност се използват винтови шлицове, както е в системата *Nissan* (фиг. 1.27). Принципът на действие е същия, но за разлика от системата на *Alfa Romeo*, пръстеновидното бутало 7 има винтови шлицове и

Когато управляващият електронен блок определи, че е необходимо ъгълът на изпреварване на отварянето на пълнителните клапани да се намали, електромагнитният клапан от предния край на гърбичния вал се отваря, изтича масло, налягането в хидравличната камера се намалява и възвратната пружина 7 връща пръстено-



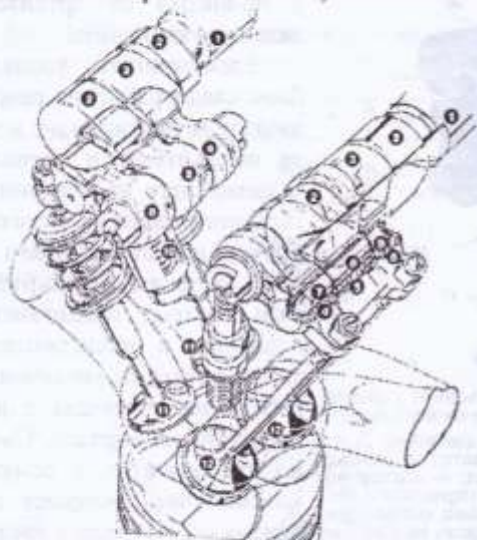
Фиг. 1.28. Характеристики на променливи фази, повдигане и продължителност на отвореното състояние на клапаните

по двете повърхнини - вътрешната и външната, което позволява по-голям ъгъл на завъртане на гърбичния вал 2 спрямо верижното зъбно колело 1 при дадено осово преместване на буталото и съответно по-компактно устройство. Освен това буталото е разделено на две части, които се задържат заедно от малки притискащи пружини и са леко отклонени в разположението им върху шлицовете. По такъв начин се отстранява хлабината в шлицовете между пръстеновидното бутало и верижното зъбно колело.

Системи за изменение на положението на фазата на пълненето в работния цикъл и повдигането на клапаните. Системите за управление на положението на фазата на пълненето в работния цикъл изменят положението на гърбиците на пълнителните клапани спрямо коляновия вал. За да се оптимализира моментът на затваряне на пълнителните клапани, те промсят и моментът на отваряне на клапаните. Обаче оптималният момент на отваряне на пълнителните клапани се изменя по-малко от оптималния момент на затварянето им при същата честотата на въртене. Затова тези системи не използват напълно възможностите за подобряване на въртящия момент чрез управление на моментите на отваряне и затваряне на пълнителните клапани. По-сложните системи за променливо задвижване на клапаните могат да изменят момента на затваряне на клапаните независимо от момента на отварянето им. Характеристиките на повдигането на клапаните, показани на фиг. 1.28, се постигат от такава система.

Такава система може да се осъществи от гърбичен вал с многоразмерни гърбици (гърбици, на които профилът в осово направление е променлив или стъпаловиден) и повдигачи на клапаните с наклоняваща се основа, за да се нагаждат към

повърхнината на гърбиците. При осово изместване на гърбицния вал от съответен хидравличен механизъм различни участъци от гърбиците (с различен профил) задвижват клапаните и съответно осъществяват различни характеристики на повдигането им (моменти на отваряне и затваряне, максимално повдигане, продължителност на отворено състояние). Осовата сила за преместване на гърбицния вал,



Фиг. 1.29. Електронна система за управление на фазите на газоразпределението и повдигането на клапаните Honda:

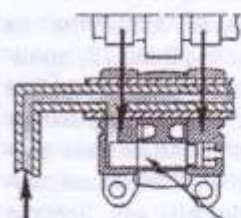
1- гърбицнен вал; 2- гърбица за ниска честота на въртене; 3- гърбица за висока честота на въртене; 4- първа кобилица; 5- средна кобилица; 6- втора кобилица; 7- хидравлично бутало-първа част; 8- хидравлично бутало-втора част; 9- ограничителен шифт; 10- пружина за обиране на хлабината; 11- изпускателен клапан; 12- пълнителен клапан

отнесена към един клапан, е около 10% от силата, прилагана от гърбицата към повдигача на клапана. Подобно устройство е сложно и скъпо.

Honda има сравнително проста система (фиг. 1.29). Двигателят е с четири клапана на цилиндър. Двата гърбицни вала 1 са разположени над цилиндровата глава: единият задвижва изпускателните клапани 11, а другият- пълнителните клапани 12. Два едноименни клапана се задвижват от три гърбици (външни 2 за ниска честотата на въртене и средна 3 за висока честотата на въртене) и три кобилицы (първа 4, средна 5 и втора 6).

В трите кобилицы са пробити отвори, успоредни на оста на гърбицния вал, които застават в една линия, когато гърбиците са на базовата окръжност от профила

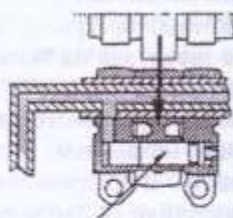
Ниска честота
на въртене



Бутало

Хидравлично бутало
комплект

Висока честота
на въртене

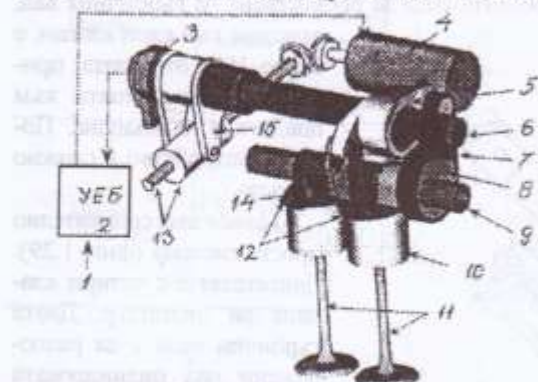


им. В тези отвори са разположени отделните части на хидравлично бутало (първата част 7- в първата кобилица 4, втората част 8- в средната кобилица 5 и ограничителният шифт 9- във втората кобилица 6). Хидравличното бутало свързва и освобождава външните кобилицы със средната.

Фиг. 1.30. Механизъм за превключване на задвижването на клапаните в системата Honda

При ниски честотата на въртене само външният шифт кобилицы привеждат в действие клапаните, оставяйки средната кобилица свободна (пружина 10 я притиска до средната гърбица). При високи честотата на въртене електронният управляващ блок подава сигнал в електромагнитен клапан,

който пропуска масло под налягане от маслената магистрала по канал в гърбичния вал и първата кобилица до камера пред хидравличното бутало (фиг. 1.30). Маслото изтласква хидравличното бутало, съставено от двете части и ограничителния винт. То заключва трите кобицици заедно, така че средната гърбица, която



Фиг. 1.31. Система Nissan за непрекъснато управление на момента на отваряне и повдигане на клапаните:

1- информация за работния режим на двигателя; 2- управляващ електронен блок; 3- преобразувател за положението на управляващия ексцентрик вал; 4- постоянно-токов електродвигател; 5- кобилица; 6- управляващ ексцентрик вал; 7- мотовилка; 8- задвижващ ексцентрик; 9- задвижващ ексцентрик вал; 10- повдигач на клапани; 11- клапани; 12- люлееща се гърбица (действа и на двата клапана); 13- винтов шарнир; 14- предавателен лост; 15- лост на управляващия ексцентрик вал.

момент е увеличен в целия диапазон. Подобрените въртящ момент и характеристика на двигателя водят до по-малък разход на гориво.

Системи за непрекъснато управление на момента на отваряне и повдигането на клапаните. Системата Nissan управлява непрекъснато (безстепенно) както разположението на фазите в работния цикъл (моментите на отваряне и затваряне на клапаните), така и повдигането на клапаните от нула до максимум. Тя се състои от две подсистеми (фиг. 1.31): механична задвижваща система на клапаните и електрически изпълнителен механизъм.

Механичната задвижваща система превръща въртеливото движение на задвижващия ексцентрик вал 9 в завъртане на люлеещата се гърбица 12, допираща непосредствено до повдигачите 10 на клапаните 11. Ексцентриковия вал 9 се задвижва с верига от колянния вал. Въртеливото движение на ексцентриковия вал се преобразува от предавателния механизъм, съставен от задвижващия ексцентрик 8, мотовилката 7, кобилицата 5 и предавателния лост 14, в люлеещи движения на гърбицата 12, която, завъртайки се около ексцентриковия вал, действа върху повдигачите на клапаните. Клапаните се отварят под действието на люлеещата се гърбица, а се затварят от пружини.

Електрическият изпълнителен механизъм се състои от управляващия ексцентрик вал 6, върху чийто ексцентрик е окачена кобилицата 5 на предавателния механизъм, свързан чрез лоста 15 и винтовия шарнир (винтов вал и гайка) 13 с постоянно-токовия двигател 4. Електродвигателят завърта управляващия ексцентрик вал на определен ъгъл, изменяйки положението на ексцентрика, на който е

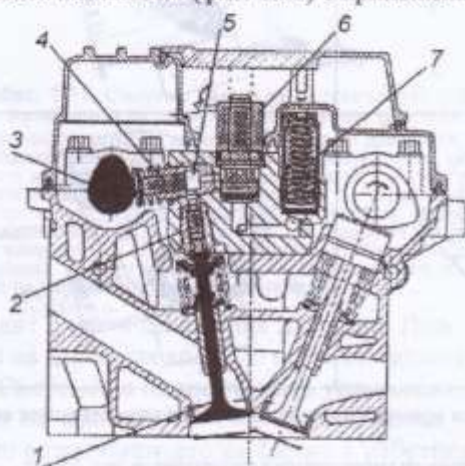
е по-висока от другите две, задвижва клапаните.

Електронният управляващ блок следи работния режим на двигатели (натоварване и честота на въртене) и превключва задвижването на клапаните от гърбиците за ниска честотата на въртене или от гърбицата за висока честотата на въртене. С тази система повдигането на клапаните и продължителността на фазите са увеличени при работа на двигателя с висока честотата на въртене. Съответно, за двигател с всмукване, максималната мощност е увеличена с 23%, като е увеличена и максималната честотата на въртене, а ефективният въртящ

на енергия от триснето, тъй като ъгловата скорост на люлеещата се гърбища е по-малка от тази на въртящата се гърбища.

Постояннотоков електродвигател се използва като източник на енергия за завъртане на управляващия ексцентриков вал. Въртенето на вала на електродвигателя се предава на управляващия ексцентриков вал чрез редуктор на честотата на въртене, в който е включен винтов шарнирен механизъм с ниско триене. Това позволява електродвигателят да бъде с малка мощност (100W). Така се намалява потребяваната мощност, като в същото време се постига отличен отклик (бързо реагиране). Действителното положение на управляващия ексцентриков вал бързо следва зададеното положение от управляващия електронен блок. Това дава възможност натоварването на двигателя да се управлява без използване на дроселна клапа.

Системата Fiat за управление на клапаните с електро-хидравличен изпълнителен механизъм (фиг. 1.33) е приложена за четирицилиндров четиритактов дизелов двигател за лек автомобил, но е проектирана и за работа на бензинов двигател без дроселна клапа.



Фиг. 1.33. Система Fiat за управление на клапаните с електро-хидравличен изпълнителен механизъм:

1- пълнителен клапан; 2- задвижващо-спиращо бутало; 3- гърбища; 4- повдигач-бутало; 5- камера на повдигач-буталото; 6- електромагнитен клапан; 7- акумулатор на налягане

спиращо бутало 2, което е в контакт с клапана 1. Камерата на задвижващо-спиращо бутало е свързана с камерата на повдигач-буталото чрез отвор с относително малко сечение. Чрез електромагнитен клапан 6, нормално отворен, и канал камерата 5 е съединена с акумулатора на налягане 7, който представлява цилиндър с бутало и пружина.

Когато гърбищата премества повдигач-буталото, то изтласква масло от камерата през отворения електромагнитен клапан и канала в акумулатора на налягане (пружината му се свива, буталото се премества и освобождава обем за идващото масло). Налягането в камерата на повдигач-буталото и съответно в камерата на задвижващо-спиращото бутало се повишава, но не е достатъчно да преодолее силата на пружината на клапана и клапанът остава затворен. Когато управляващият електронен блок подаде сигнал в намотката на електромагнитния клапан, той се затваря, изтичането на масло от камерата на повдигач-буталото се

дизелов двигател за лек автомобил, но е проектирана и за работа на бензинов двигател без дроселна клапа.

За всеки четириклапанов цилиндър има три електро-хидравлични изпълнителни механизми- по един за всеки пълнителен клапан и един за двата изпускателни клапана. Електро-хидравличните изпълнителни механизми на пълнителните клапани се задвижват от общ гърбищен вал, а на изпускателните клапани- от друг гърбищен вал.

Всеки изпълнителен механизъм има повдигач-бутало 4, задвижвано от гърбищата 3, камера 5 на повдигач-буталото, запълнена с масло, и задвижващо-

затваря, изтичането на масло от камерата на повдигач-буталото се прекратява, налягането в нея и в камерата на задвижващо-спиращото бутало се повишава рязко, клапанът се отваря. Изтласканото от повдигач-буталото масло постъпва в камерата на задвижващо-спиращото бутало, под действието на налягането то се премества и повдига клапана, докато повдигач-буталото изтласква масло от камерата, т.е. до достигане на максималното преместване на повдигач-буталото. След това под действие на налягането в камерата, контактувайки непрекъснато с гърбицата, повдигач-буталото се връща обратно, освобождавайки обем, съответно налягането в камерата намалява, пружината връща клапана. При определено положение на гърбицата клапанът се затваря. Но клапанът може да се затвори и по-рано, ако електромагнитният клапан се отвори преди гърбицата да е достигнала това положение.

Като се отвори електромагнитният клапан, акумулаторът на налягане приема масло, изтласкано от пружината на клапана чрез задвижващо-спиращото бутало. Малкото сечение на отвора, свързващ камерата на задвижващо-спиращото бутало с камерата на повдигач-буталото, непосредствено преди затварянето на клапана оказва спиращ ефект и омекотява съдането на клапана върху неговото гнездо, намалявайки скоростта му до по-малко от 10 cm/s.

Така чрез електромагнитния клапан може да се управляват моментът на отваряне на клапана, съответно повдигането му, и моментът на затварянето му.

Независимото задвижване на пълнителните клапани, с отчитане на влиянието на всеки от тях, позволява да се управлява завихрянето на работното вещество в цилиндъра. Частично отваряне на единия пълнителен клапан за кратко време може да компенсира иначе увеличените помпени загуби, без значително намаляване на завихрянето на работното вещество, особено при ниска честотата на въртене.

Програмното осигуряване на системата позволява да се управлява рециркулацията на отработили газове- отработили газове изтичат в пълнителния тръбопровод през отворените пълнителни клапани по време на такта изпускане, а след това по време на такта пълнене се засмукват обратно в цилиндъра.

1.2.6. Свърхпълнене

Общи сведения. Максималната мощност на двигателя е ограничена от количеството на горивото, което ефективно може да изгори в цилиндъра. То се ограничава от количеството на въздуха, което постъпва в цилиндъра за работния цикъл (цикловото количество въздух $G_{\text{в.ц}}$). Ако до влизането му в цилиндъра въздухът е съгъстен до по-висока плътност, отколкото е плътността на атмосферата, мощността на двигателя може да бъде увеличена. Това е основното предназначение на свърхпълненето: средното ефективно налягане, въртящият момент и мощността на двигателя са пропорционални на плътността на постъпващия в цилиндъра въздух.

Терминът *свърхпълнене (принудително пълнене)* означава увеличаване на плътността на прясното работно вещество (въздух или гориво-въздушна смес) чрез увеличаване на налягането му до влизането в цилиндъра, за да се увеличи цикловото количество въздух:

$$G_{\text{в.ц}} = V_s \cdot \eta_v \cdot \rho_k, \text{ kg/цикъл,}$$

където V_s е ходовият обем на цилиндрите, dm^3 ;

η_v - коефициентът на пълнене;
 ρ_x - плътността на въздуха, kg/dm^3 .

Три основни метода се използват, за да се постигне това:

- *механично свръхпълнене*- нагнетател или компресор, задвижван от колянвия вал, осигурява сгъстен въздух, поради разхода на енергия за задвижване на нагнетателя, икономичността на двигателя се намалява;

- *газотурбинно свръхпълнене*- центробежният компресор, осигуряващ сгъстен въздух, се задвижва от газова турбина, конструктивно обединена с компресора в един агрегат, наречен *турбокомпресор*; енергията, съдържаща се в отработилите газове, се използва за задвижване на газовата турбина;

- *динамично свръхпълнене*- за увеличаване на плътността на въздуха, подаван в цилиндъра, се използват вълновите явления (пулсациите) на работното вещество в пълнителния и изпускателния тръбопровод, дължащи се на цикличността на газообмена в цилиндъра; създадено е и устройство- *вълнови обменник на налягане*, което използва налягането на потока отработили газове, за да сгъсти прясното работно вещество чрез непосредствен контакт на прясното работно вещество и отработилите газове в тесни канали.

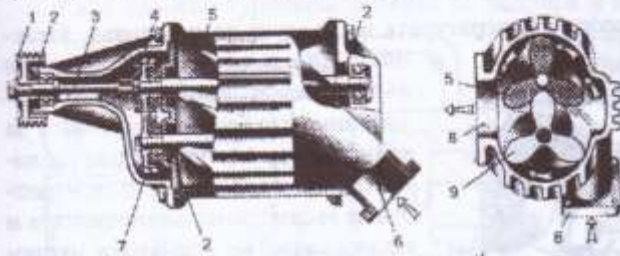
При използване на свръхпълнене се увеличава механичната и топлинната напрегнатост на елементите, които образуват горивната камера. Това е един от основните фактори, които ограничават възможното увеличение на плътността на прясното работно вещество.

При газотурбинното свръхпълнене липсва механична връзка на турбокомпресора с колянвия вал на двигателя. Това забележимо влошава теглителните характеристики и пьргавината (възможността бързо да преминава от един работен режим на друг) на двигателя. Този недостатък се дължи на инерционността на ротора на турбокомпресора от една страна, а от друга при намаляване на натоварването на двигателя се намалява енергията на отработилите газове и като следствие от това при ускоряване, особено в началото, в цилиндрите не се подава необходимото количество прясно работно вещество. Тези недостатъци се преодоляват чрез прилагане на *комбинирано свръхпълнене*; обикновено осъществявано като комбинация от механично задвижван нагнетател или компресор и турбокомпресор.

Механично задвижван двуроторен обемен нагнетател (фиг. 1.34). Получил е известно разпространение в последните години на автомобилни двигатели с относително голям литраж ($3,5 \div 3,8 \text{ dm}^3$). Той се задвижва с многоклинов ремък от колянвия вал и работи с малко по-голяма честотата на въртене от тази на двигателя. Състои се от тяло и два ротора- задвижващ 5 и задвижван 9, които се въртят в противоположна посока. Въртенето им се синхронизира от двойка зъбни колела 4 и 7. Роторите имат по три винтови лопасти със сложен профил. При въртенето им лопатите от единия ротор са в непосредствена близост (с много малка хлабина) до лопатите от другия ротор, а двата ротора се обхващат с малка хлабина от тялото на нагнетателя. Така роторите постоянно отделят нагнетателната камера от всмукателната, без да се допират помежду си и с тялото.

При въртене на ротора въздухът, уловен в пространството между две лопасти и тялото се пренася към нагнетателната камера, свързана с пълнителния тръбопровод на двигателя, без значителна промяна в обема и при налягане, близко до атмосферното. Щом като това пространство се отвори към нагнетателната камера,

въздухът в него внезапно се сгъстява от обратния поток въздух от нагнетателната камера. Това обратно изтичане на въздух продължава, докато налягането в пространството между лопатите се изравни с налягането в нагнетателната камера. След това лопатата от другия ротор започва да изтласква въздуха от пространството между двете лопати на първия ротор в нагнетателната камера. Това прекъсвано (циклично) нагнетяване на въздух предизвиква променлив момент върху ротора и пулсации на налягането в нагнетателната камера и в пълнителния тръбопровод на двигателя. При трилопаткови ротори периодът на пулсациите съответства на 60° завъртане на ротора.



Фиг. 1.34. Схема на механично задвижван двуроторен обемен нагнетател.

1- ремъчна шайба; 2- уплътнители; 3- торзионен вал; 4 и 7- синхронизиращи зъбни колела; 5- задвижващ ротор; 6- входна тръба; 8- изход на въздуха в пълнителния тръбопровод; 9- задвижващ ротор

Високата честота на изменение на посоката на въздушния поток понижава к.п.д. на нагнетателя, повишава температурата на нагнетявания въздух и увеличава шума на работата на нагнетателя. Лопатките на ротора са винтови, за да се

подобри равномерността на подаване на въздуха и да се намали шума.

Нагнетателят се задвижва чрез торзионен вал 3, предпазващ го от усукващите трептения (колебания) на двигателя.

Обемните нагнетатели са най-подходящи за малка степен на повишаване на налягането. Непосредствената им връзка с колянвия вал на двигателя осигурява по-високо налягане на свръхпълнене при ниски честоти на въртене, отколкото турбокомпресора, което подобрява динамичните качества на транспортните средства и намалява изхвърлянето на сажди от дизеловите двигатели при ниски честоти на въртене и при ускоряване.

Турбокомпресор. Като използва енергията на отработилите газове за сгъстяване на въздуха, подаван в цилиндрите на двигателя, турбокомпресорът дава възможност да се подобри горивната икономичност на двигателя, в сравнение с механично задвижван нагнетател. Той е по-компактен, осигурява по-високо налягане на свръхпълнене при средни и високи честоти на въртене, съответно по-голяма мощност на двигателя и е по-безшумен.

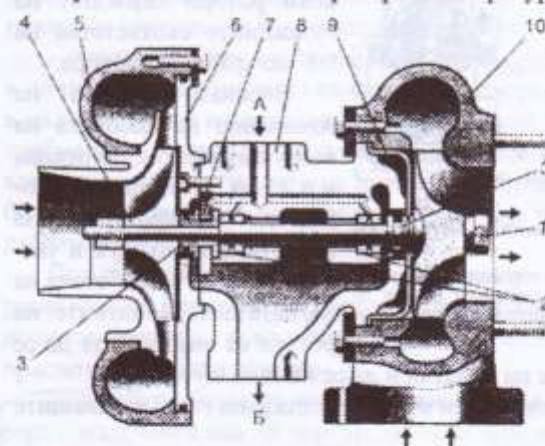
В турбокомпресорите на автотракторните двигатели обикновено се използват центробежен компресор и центростремителна газова турбина, чиито работни колела са разположени на общ вал. Работата, необходима за сгъстяване на въздуха от компресора, се получава в резултат на разширяване на отработилите газове в турбината. В зависимост от начина на присъединяване на газовата турбина към цилиндрите на двигателя се различават *импулсна* и *изобарна система*.

В *импулсната система* изпускателният тръбопровод на двигателя е разделен на секции: към едната секция са присъединени цилиндри, в които тактовете изпускане не се припокриват, т.е. тактът изпускане в един цилиндър завършва преди да започне тактът изпускане в следващия цилиндър от тази секция. Секциите се

свързват чрез отделни тръбопроводи с тялото на турбината и отработилите газове се подават на част от лопатките на работното колело.

В *изобарната система* всички цилиндри са съединени с общ изпускателен тръбопровод с голям обем, в който се установява приблизително постоянно налягане. При разширяване на отработилите газове в този обем част от разполагаемата работа се губи, като при това се увеличава вътрешната им енергия. Предимство на системата е, че в стационарен режим на газовия поток турбината работи с висок к.п.д.

При сгъстяване в компресора температурата на въздуха се повишава. *Междишното охлаждане на сгъстения*



въздух между компресора и пълнителния тръбопровод спомага за увеличаване на цикловото количество въздух $G_{цик}$, което се използва за увеличаване на мощността и подобряване на горивната икономичност на двигателя.

Турбокомпресорът (фиг. 1.35) се състои от ротор *1* с работното колело на турбината и монтираното на противоположния му край работно колело *4* на компресора, лагери *2* и уплътнители *3* на ротора, тела *5* на компресора, *6* на уплътнителите на компресора, *8* на лагерите и *10* на турбината. Роторът се развърта от турбината до много висока честотата на въртене - $100000 \div 120000 \text{ min}^{-1}$ и повече.

Фиг. 1.35. Схема на турбокомпресор:

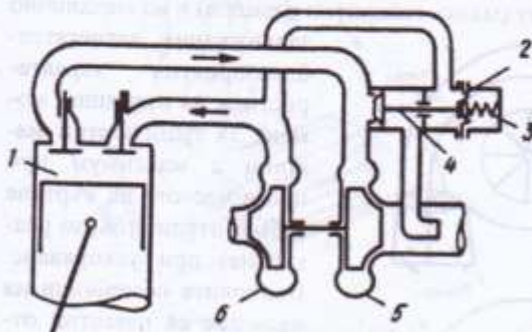
1- ротор с работното колело на турбината; *2*- лагери на ротора; *3*- уплътнител на ротора; *4*- работно колело на компресора; *5*- тяло на компресора; *6*- тяло на уплътнителите на компресора; *7*- хидравличен опорен лагер; *8*- тяло на лагерите; *9*- кожух на уплътнителя; *А*- вход за маслото; *Б*- отток на маслото

Обикновено колкото по-малък е двигателя, толкова по-малки са размерите на турбокомпресора и толкова по-висока е максималната честотата на въртене, която се достига при пълно натоварване на двигателя. Високата честотата на въртене поставя сериозни изисквания към точността на изработване, уравнивяване и лагериране на ротора. Лагерите са плъзгащи, "плаваща" конструкция- бронзовата втулка има хлабина $0,03 \div 0,04 \text{ mm}$ спрямо вала и $0,03 \div 0,06 \text{ mm}$ към тялото на лагера. При това втулката се върти с по-малка скорост от тази на вала. При такава конструкция се намалява относителната скорост на плъзгане на частите, а "плаващата" втулка позволява малки радиални премествания. Важно значение има хидравличният опорен лагер *7*, който задържа ротора да не се мести по оста. Върху вала е поставена стоманена опорна втулка с околоръстна канавка, в която влиза бронзова пластина с канал за подаване на масло под налягане до триещите се повърхности. Хлабината между опорните повърхности в $0,01 \div 0,02 \text{ mm}$. Между лагерите и работните колела са поставени специални уплътнители *3*.

Поради различните характеристики на буталните и лопатковите машини, при увеличаване на честотата на въртене на двигателя честотата на въртене на ротора се увеличава в степен $1,3 \div 1,5$, което води до недостатъчно налягане на свръхпъл-

нене при ниските честоти на въртене и прекомерно високо при високите честоти на въртене. При малки честоти на въртене поради недостиг на въздух въртящият момент и мощността на двигателя се намаляват, а при дизеловите двигатели, ако няма антикоректор на подаването на гориво, икономичността на двигателя се влошава, а отделянето на сажди се увеличава. При високи честоти на въртене поради високото налягане на свръхпълнене се увеличават загубите от триене и газообмен, горивната икономичност на двигателя също се влошава.

Като правило турбокомпресорът се подбира и настройва за честота на въртене, при която двигателят работи 2 най-често. При крайните честоти на въртене неговият к.п.д. се намалява, което допълнително влошава икономичността на двигателя при работа на тези режими.



Фиг. 1.36. Схема за пропускане на отработили газове покрай турбината:

1- цилиндър; 2- диафрагма; 3- пружина; 4- пропускателен клапан; 5- турбина; 6- компресор

За да се избегнат тези недостатъци, налягането на свръхпълнене трябва да се променя по-благоприятно в широк диапазон на изменение на честотата на въртене. Прилагат се различни методи за повишаване на налягането на свръхпълнене при ниски честоти на въртене и (или) намаляването му при високи честоти на въртене. Регулирането може да бъде *външно* и *вътрешно*.

Външното регулиране се осъществява извън турбокомпресора, чрез различни методи:

- дроселиране на въздуха и отработилите газове на входа и изхода на компресора и турбината- ограничава се налягането на свръхпълнене, но се влошава икономичността на двигателя;

- изпускане на част от въздуха след компресора;

- пропускане на част от отработилите газове покрай турбината (фиг. 1.36.)- при повишаване на налягането на сгъстения в компресора въздух над определена стойност, като преодолява силата на пружината 3, диафрагмата 2 се огъва и отваря пропускателния клапан 4, част от отработилите газове не минават през турбината; при затворен пропускателен клапан икономичността на двигателя не се влошава, но при отворен клапан с отработилите газове, минаващи покрай турбината, се губи енергия и поради това оптимални икономически показатели не могат да се получат.

При *вътрешно регулиране* се използват подвижни елементи в каналите на компресора и турбината:

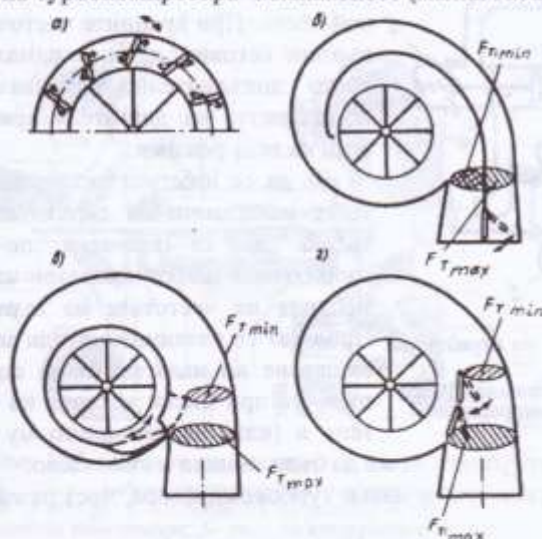
- завъртащи се лопати в дифузора на компресора и в направляващия апарат на турбината (фиг. 1.37а)- най-ефективен метод, но може да се приложи при голям диаметър на работните колела на компресора и турбината (над 110 mm).

- устройства за изменение на минималното сечение F_7 на спиралния входен канал на турбината; стъпаловидно регулиране F_7 с клапа (фиг. 1.37б)- при отворена клапа отработилите газове постъпват до работното колело по два канала

($F_{T \max}$), а при затворена - само по един ($F_{T \min}$); безстепенно регулиране на F_T чрез завъртане на диск с регулиращ език (фиг. 1.37в); безстепенно регулиране на F_{m0} чрез завъртане на два клапана на изхода на входната тръба (фиг. 1.37г).

При намаляване на F_{m0} се увеличава скоростта на отработилите газове при входа им върху лопатките на работното колело на турбината, честотата на въртене на турбината и съответно на компресора се увеличават, налягането на свръхпълнене се повишава.

Вълнови обменник на налягане. Този тип свръхпълнене съчетава предимствата на турбокомпресора - компактност (малки габаритни размери) и на механично



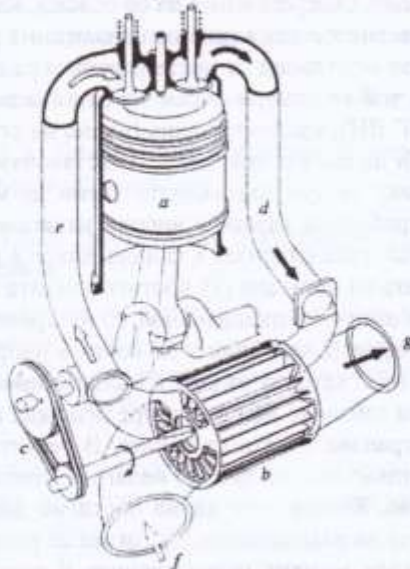
Фиг. 1.37. Методи за вътрешно регулиране на турбината:

а - завъртани се лопатки в дифузора на компресора и в направляващия апарат на турбината; б - подаване на отработилите газове към работното колело по един или два канала; в - завъртащ се диск с регулиращ език; г - завъртани се клапи на изхода на входната тръба

задвижвания нагнетател-благоприятна характеристика на въртящия момент за транспортни машини с максимум при ниска честота на въртене и бърз отклик (бързо реагиране) при ускоряване. Вълновите обменници на налягане са известни отдавна, но не са намерили широко разпространение поради сложността на конструкцията на ротора и големия обем работа за подбиране на размерите и настройването на системата към двигателя. На някои автомобили се поставят серийно (Mazda, системата Comprex).

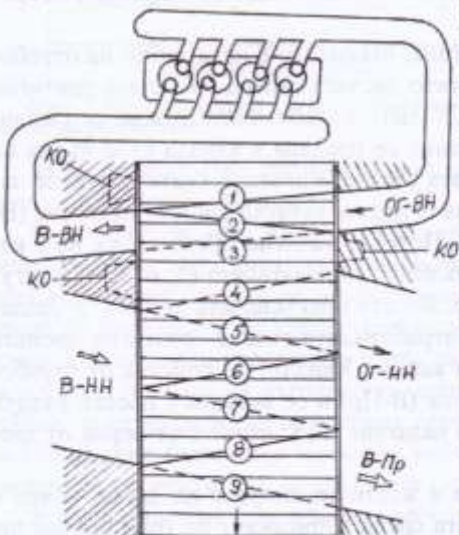
Ако два флуида (течности или газове) с различно налягане се въведат в непосредствен контакт в дълъг тесен канал (единият от едната страна на канала, а другият от другата), изравняването на налягането става по-бързо, отколкото смесването им. Това свойство на флуида е използвано при разработването на *вълновия обменник на налягане Comprex*, използван за свръхпълнене на двигатели с вътрешно горене (фиг. 1.38). Състои се от ротор *б*, тяло и два картера, които обхващат ротора от двете страни (тялото и картерите не са показани на фигурите). В ротора успоредно на оста са разположени работните канали, в които се извършва обмен на енергия (налягане) между отработилите газове и прясното работно вещество (въздуха). Роторът се задвижва от колянния вал чрез ремъчна предавка - честотата на въртене на ротора е 3÷4 пъти по-голяма от тази на колянния вал. Роторът се върти между картерите, няма контакт с тях, но хлабината е малка, за да се минимализират загубите от изтичане на въздух и отработили газове. Ремъчната предавка преодолява само триенето, тя няма връзка със сгъстяването на въздуха и затова разходът на енергия за задвижване на ротора е минимален.

Единият от картерите (на фигурата отляво на ротора) има два отвора: единият



Фиг. 1.38. Схема на вълнови обменник на налягане Comprex:

a- двигател; *b*- ротор; *c*- ремъчна предавка; *d*- отработили газове с високо налягане; *e*- въздух с високо налягане; *f*- въздух с ниско налягане; *g*- отработили газове с ниско налягане



Фиг. 1.39. Схема на вълнови обменник на налягане Comprex- въртеливото движение на каналите в ротора е разгънато:

В- въздух; ОГ- отработили газове; НН- ниско налягане; ВН- високо налягане; Пр- продухване; КО- компенсационен обем

пряското работно вещество (въздуха).

е широк, обхваща едновременно голяма група работни канали на ротора- вход за въздуха с ниско налягане *f* (атмосферен въздух, преминал през въздушния филтър и входната тръба), а другият е с по-малко сечение, обхваща едновременно малка група работни канали- изход на сгъстения въздух (с високо налягане) *e*, свързан с пълнителния тръбопровод на двигателя. Другият картер (на фигурата отдясно на ротора) също има два отвора- единият е с малко сечение, обхваща едновременно малка група работни канали на ротора, свързан е с изпускателния тръбопровод- вход за отработилите газове с високо налягане *d* (малкото сечение на входния отвор предизвиква повишаване на налягането на отработилите газове до 0,2 МРа при номинална мощност на двигателя), а дру-

гият е с голямо сечение, обхваща едновременно голяма група работни канали на ротора- изход на отработилите газове с ниско налягане *g*, свързан с изпускателната тръба на двигателя.

Вълновият процес на обмяната на налягане не зависи от колебанията на потока в изпускателния тръбопровод, предизвикан от цикличността на изпускането на отработили газове от отделните цилиндри. Той може да бъде обяснен, като се приеме, че налягането при всеки комплект отвори е постоянно. Докато роторът прави едно завъртане, краищата на всеки работен канал са променливо затворени или отворени за преминаване на някакъв поток (въздух или отработили газове). Чрез подходящо разполагане на тези ходници (входове и изходи) и подбиране на геометрията и размерите им, може да се постигне ефективно предаване на енергия (налягане) от отработилите газове на

Вълновият обмен на налягане в системата Comrex може да се обясни, като се използва схемата на фиг. 1.39, където въртеливото движение на каналите на ротора е показано разгънато. Най-горният канал е затворен от двете страни и съдържа въздух при атмосферно налягане. Когато той се отвори откъм входния отвор на отработилите газове с високо налягане (ОГ-ВН), ударната вълна (вълна на съгъстяване) (1) се разпространява от десния край на канала към левия, съгъстявайки въздуха, през който тя преминава. Съгъстеният въздух зад вълната заема по-малко пространство и освобождава място за отработили газове с високо налягане. По такъв начин отработили газове с високо налягане навлизат в канала, както е показано с прекъсвана линия (3). Когато вълната на налягане (1) достигне лявата страна, каналът се отваря, съгъстеният въздух изтича в пълнителния тръбопровод на двигателя (В-ВН). Но пълнителния тръбопровод има много по-голямо напречно сечение от сечението на канала и потокът на съгъстения въздух в пълнителния тръбопровод е с много по-ниска скорост - това забавяне на потока предизвиква втора вълна на съгъстяване (2), която се разпространява обратно в канала. В резултат на това съгъстения въздух, напускащ канала отляво има по-високо налягане отколкото налягането на отработилите газове отдясно. Когато тази вълна достигне дясната страна, каналът се затваря отдясно. Вълната на разширяване (3) тогава се разпространява обратно наляво, разделяйки в даден момент неподвижните и частично разширени отработили газове отдясно от все още движещия се въздух наляво. Когато тази вълна (3) достигне лявата страна, каналът се затваря и отляво всички газове в него остават в покой. Трябва да се отбележи, че отработилите газове не са достигнали лявата страна на канала, там има останал въздух (въздушна възглавница).

Газовете в канала са с по-високо налягане, отколкото е налягането на отработилите газове в изпускателната тръба. Когато дясната страна на канала достигне изходния отвор на отработилите газове (ОГ-НН), отработилите газове се разширяват в изпускателната тръба. Това движение се предава в канала като вълна на разширяване (4), която се предава до лявата страна. Когато вълната достигне лявата страна, каналът се отваря към входния отвор на въздуха с ниско налягане (В-НН) и пресен въздух се засмуква в канала. Потокът налясно продължава, но с намаляваща скорост поради действието на вълните на налягането (5, 6, 7, 8) и загубите на налягане при всеки край на канала. Когато прекъсваната линия (7) - разделителната повърхност между въздуха и отработилите газове - достигне дясната страна, отработилите газове са напуснали канала. Каналът се очиства от отработили газове чрез продухващ въздушен поток (В-Пр) и се запълва с пресен въздух при атмосферно налягане. При вълната на налягане (9) каналът е затворен от двете страни, връща се в изходно положение.

Скоростта на тези вълни на налягане е местната скорост на звука, която е функция само на температурата на газовата среда. Описаният по горе процес ще протича по желаниия начин само при дадена температура на отработилите газове при специфична скорост за канал. Работният диапазон се разширява чрез използване на компенсационни обеми (КО). Компенсационните обеми предотвратяват отразяването на звуковите вълни от затворения край на канала, което би предизвикало съществена промяна на скоростта на потока в канала. Те позволяват поток от един канал към съседни канали, ако действието на вълната предизвиква това.

Така системата може да бъде настроена за работа на двигателя при пълно натоварване и средна честотата на въртене и да осигурява приемлива характеристика при други натоварвания и честоти на въртене, защото компенсационните обеми позволяват траекториите на частиците да се променят без големи загуби.

1.3. Двигателят с вътрешно горене като обект за автоматично регулиране и управление

1.3.1. Двигателят с вътрешно горене като обект за автоматично регулиране

Честотата на въртене на колянвия вал зависи от ефективния въртящ момент на двигателя M_e и от съпротивителния момент M_c на потребителя (транспортната машина), приложен към вала на двигателя:

$$M_e = M_c + J_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (1.26)$$

където J_0 е масовият инерционен момент на всички движещи се маси на двигателя и транспортната машина, приведен към колянвия вал;

$\frac{d\omega}{dt}$ - ъгловото ускорение на колянвия вал.



Фиг. 1.40. Структурна схема на двигателя като обект на регулиране

За да се поддържа постоянна честота на въртене, трябва да се въздейства на еден от моментите (M_e или M_c).

Въртящият момент на двигателя може да се регулира, като се променя подаваното количество гориво или гориво-въздушна смес като носител на енергия. Затова въртящият момент на двигателя зависи от положението на органа за управление на подаването на гориво (рейката на горивонагнетателната помпа на дизеловия двигател или дроселната клапа на бензиновия двигател). За да се поддържа зададената честота на въртене (зададен честотен работен режим) на двигателя, трябва да се въздейства на неговия орган за управление. Положението на органа за управление (например ходът на рейката на горивонагнетателната помпа) h в системата за регулиране на двигателя се нарича *входен параметър на двигателя*.

В зависимост от h се изменя въртящият момент на двигателя M_e . При дадено натоварване M_c това води до изменение на ъгловата скорост ω на двигателя, която е *изходен параметър на двигателя*.

Структурна схема на двигателя като обект на регулиране е дадена на фиг. 1.40. Двигателят като агрегат е разделен на два основни елемента - самият двигател (ДВГ) и горивонагнетателната помпа (ГНП). За двигателя входен параметър е цикловото количество гориво G_4 , а изходен параметър - ъгловата скорост ω . За го-

ривонагнетателната помпа входен параметър е ходът на рейката h , а изходен параметър - цикловото количество гориво G_n . Влиянието на изходния параметър ω на двигателя върху неговия входен параметър G_n се нарича *обратна връзка*.

Кинематичната връзка между елементите на структурната схема е с постоянно предавателно число k , изобразено на схемата с окръжност:

$$\omega_n = k \cdot \omega, \quad (1.27)$$

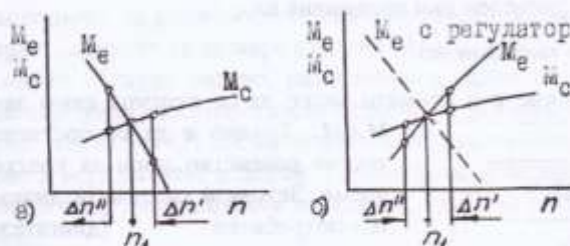
където ω_n е ъгловата скорост на горивонагнетателната помпа;

ω - ъгловата скорост на колянния вал.

За четиритактов двигател $k=0,5$.

Способността на системата двигател-потребител да възстановява равенството $M_e = M_c$ при изменение на честотата на въртене (ъгловата скорост) на колянния вал, се нарича *устойчивост на работния режим*.

При *устойчив режим* (фиг. 1.41а), ако по някаква причина честотата на въртене се увеличи с $\Delta n'$, $M_c > M_e$, от израза 1.26 следва, че ъгловото ускорение е отрицателно (т.е. забавяне), двигателят намалява честотата на въртене, връщайки я в изходното положение n_1 , при което $M_e = M_c$. При намаляване на честотата на въртене $\Delta n''$, $M_c < M_e$, ъгловото ускорение е положително, двигателят увеличава честотата на въртене до изходното положение n_1 , при което $M_e = M_c$.



Фиг. 1.41. Устойчивост на работния режим на двигателя с натоварване:

а - устойчив; б - неустойчив (устойчив с регулатор)

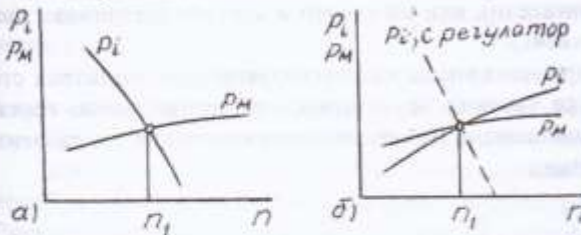
При *неустойчив работен режим* (фиг. 1.41б) при подобно увеличаване с $\Delta n'$ на честотата на въртене $M_c > M_e$, двигателят продължава да увеличава честотата на въртене (двигателят отива към разрушаване от инерционните сили). При намаляване с $\Delta n''$ на честотата на въртене, $M_c > M_e$, двигателят продължава да намалява честотата на въртене до спиране.

Устойчивостта на работния режим се определя от формата на кривата, представяща въртящия момент в зависимост от честотата на въртене. При неустойчив работен режим, чрез поставяне на регулатор, характеристиката на въртящия момент може да се промени така, че работният режим да бъде устойчив (на фиг. 1.41б характеристиката на въртящия момент с регулатор е показана с прекъсвана линия).

Устойчивостта на работа на двигателя на празен ход се представя по подобен начин (фиг. 1.42). На празен ход $M_c = 0$, $M_e = 0$, $ri = r_M$ при $n = n_1$. Всяко отклонение на n от n_1 води до поява на излишна или недостигаща индикаторна работа за преодоляване на механичните загуби на двигателя, която възвръща честотата на въртене в изходно положение n_1 , а при неустойчив работен режим предизвиква по-нататъшно прекалено увеличаване на честотата на въртене или намаляването ѝ до спиране на двигателя. С регулатор характеристиката на r_i се променя така, че работният режим става устойчив.

1.3.2. Двигателят с вътрешно горене като обект на управление

За получаване оптималните мощностни, икономически и токсични показатели



Фиг. 1.42. Устойчива работа на двигателя на празен ход:
а- устойчив; б- неустойчив (устойчив с регулатор)

на двигателя не е достатъчно да се оптимализира само регулирането на гориво-въздушната смес (цикловото количество гориво), тъй като на тези показатели оказват съществено влияние и други фактори (ъгълът на изпреварване на запалването и/или ъгълът на изпре-

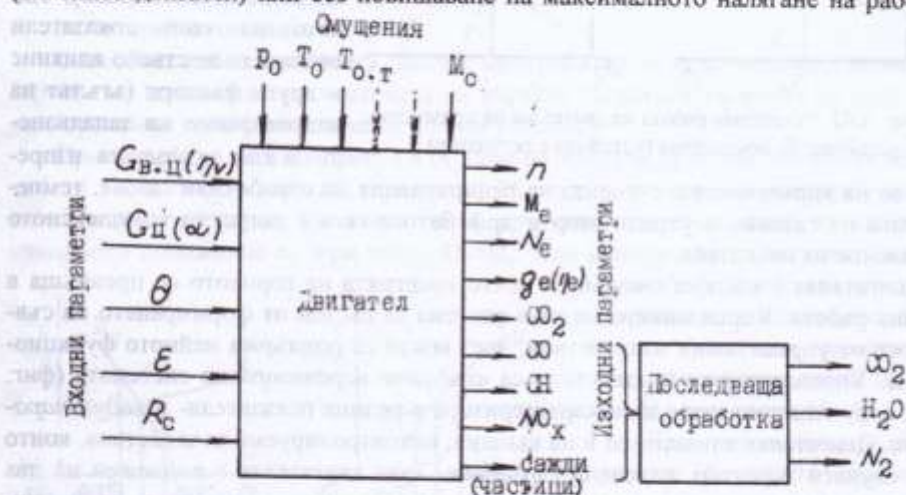
варване на впръскването, степента на рециркулация на отработили газове, температурата на газовия неутрализатор и др.). Затова сега е актуално комплексното управление на двигателя.

Двигателят е сложна система, в която енергията на горивото се превръща в полезна работа. Управлението на тази система се състои от формирането на съвкупност от управляващи въздействия, чрез които се поддържа нейното функциониране. Управляващите въздействия са *входните параметри* на системата (фиг. 1.43), а функционирането ѝ се характеризира с редица показатели- *изходни параметри*. Двигателят е подложен и на външни, неконтролируеми въздействия, които имат случаен характер, наречени *смущения*. Така двигателят е подложен на два типа входни въздействия- управляващите *входни параметри* и неконтролируемите *смущения*. Входните въздействия определят управляемите *изходни параметри на двигателя*. Управляващите входни параметри трябва да осигуряват изискваните се изходни параметри. Тъй като входните параметри са няколко, управлението на двигателя е *многопараметрично*, а понеже изходните параметри са също няколко, то е и *многоизмерно* (с много измерения).

Входните параметри на двигателя като система за управление са:

- цикловото количество въздух $G_{в.ц}$ (коефициентът на пълнене η_v);
- изменя се под действието на ред системи-
 - ъгъл на отваряне на дроселна клапа- от водача на машината или от управляващата електронна система (за бензинови двигател);
 - изменение на дължината на пълнителния тръбопровод (при управляван пълнителен тръбопровод);
 - изменение на фазите и повдигането на клапаните (при управлявани клапани);
 - изменение на налягането на свръхпълнене (при управляван турбокомпресор);
 - изключване на цилиндри или работни цикли (при управляеми клапани);
 - циклово количество гориво G_n (въздушно отношение α)- дозира се и се подава от горивната уредба; може да се поставят и допълнителни изисквания и съответно функции в зависимост от работния режим-
 - изменение на налягането на впръскване,

- изменение на характеристиките на впръскване,
- дифузно или многофазно впръскване;
- ъгъл на изпреварване θ на запалването (бензинови двигатели) или на впръскването на гориво (дизелови двигатели), или на едното и другото (бензинови двигатели с непосредствено впръскване);
- степен на сгъстяване ε - при намаляване на натоварването на двигателя степента на сгъстяване може да се увеличи без опасност от детонационно горене (бензинов двигател) или без повишаване на максималното налягане на работния



Фиг. 1.43. Схема на двигателя като обект на управление

цикъл (дизелов двигател), а по този начин условията за горене се подобряват и съответно индикаторният и ефективният к.п.д. на двигателя се увеличават;

- степен на рецикулация на отработили газове R_c , която се определя по израза:

$$R_c = \frac{Q_R}{Q_R - Q_{s.e.}}$$

където Q_R е разходът на рециркулиращи газове, m^3/h ;

$Q_{s.e.}$ - обемното количество на сухите отработилите газове, образуващи се при изгаряне на постъпващото в двигателя гориво (при температурата на рециркулиращите газове), m^3/h .

Рецикулация на отработилите газове може да се осъществи от специален управляващ клапан или чрез управление на припокриването на клапаните.

Изходните параметри на двигателя са разнородни:

- параметри, характеризиращи работния режим на двигателя- честотата на въртене n , ефективния въртящ момент M_e и ефективната мощност N_e ;
- показатели на горивната икономичност на двигателя- специфичен ефективен разход на гориво g_e или ефективен к.п.д. η_e ;
- съдържание на вредни вещества в отработилите газове: CO , CO_2 , CH , NO_x и сажди (частици); CO , CH , NO_x и саждите преминават последваща обработка (филтри, каталитични газови неутрализатори) и се превръщат в CO_2 , H_2O и N_2 .

Смущенията са външни въздействия, които пречат на осъществяване на целите на управлението. Такива са:

- измененията на атмосферните условия- налягането p_0 и температурата T_0 ;
- съпротивителният момент M_c от движението на транспортната машина, приведен към колянния вал;
- други случайни въздействия върху работата на двигателя, например промяна в качеството на горивото, промяна в температурата на охлаждащата течност $T_{o.m.}$, изменение на състоянието на разпръскащите отвори на дюзите.

Двигателят се характеризира с многобройни и сложни вътрешни връзки на преобразуване на външните въздействия (входните параметри и смущенията). Всеки входен параметър може да влияе на няколко изходни параметъра. За достигане на желани резултати изборът на едни входни параметри зависи от избора на други параметри. Такова управление е с много връзки. Ефективно управление на двигателя се осъществява само чрез съвместен взаимнообвързан избор на всички входни параметри.

При установен работен режим съпротивителният и ефективният въртящ момент са равни. При дадени $G_{a.u}(\eta_v)$, $G_u(\alpha)$ и (евентуално) ϵ и R_c само един от показателите N_e и n е независим параметър. Затова при установен работен режим n може да се приеме като входен параметър (вместо M_c). Даден работен режим (съчетание от N_e и n) може да се постигне при различни стойности на регулировъчните (входните) параметри. Това създава възможност за *оптимизиране на управлението на двигателя*, т.е. избиране на такива стойности на управляващите въздействия, които при съответния работен режим (N_e и n) осигуряват най-малък специфичен ефективен разход на гориво при допустима концентрация на токсични вещества в отработилите газове. Оптимизирането на управлението на двигателя се състои в определяне на законите, по които трябва да се променят регулировъчните параметри на двигателя за всички работни режими, така че специфичният ефективен разход на гориво и концентрацията на токсични вещества в отработилите газове да са оптимални:

$$G_{a.u} = f_1(N_e, n), \quad \eta_v = f_1(N_e, n);$$

$$G_u = f_2(N_e, n), \quad \alpha = f_2(N_e, n);$$

$$\Theta = f_3(N_e, n);$$

$$\epsilon = f_4(N_e, n);$$

$$R_c = f_5(N_e, n).$$

Тези закономерности се реализират от съответните системи на двигателя.

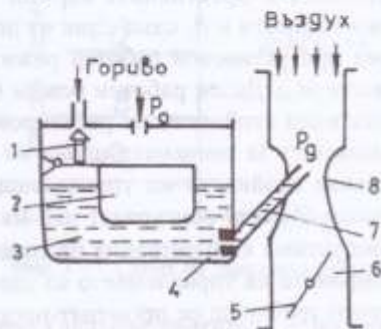
2. ГОРИВНИ УРЕДБИ НА ДВИГАТЕЛИТЕ С ПРИНУДИТЕЛНО ЗАПАЛВАНЕ

2.1 Смесообразуване и горене в бензиновите двигатели.

2.1.1. Смесообразуване

Особености на карбураторното смесообразуване. Основният елемент на горивната уредба на карбураторния двигател е карбураторът. Той изпълнява няколко функции: смесва горивото и въздуха в необходимото съотношение при висока степен на изпаряване на горивото; изменя количеството на гориво-въздушната смес, постъпваща в цилиндрите, според натоварването на двигателя; изменя състава на гориво-въздушната смес според работния режим на двигателя и осигурява пускането и работата на двигателя на празен ход.

Съвременните карбуратори са сложни механизми, но в основата им е положен



Фиг. 2.1. Схема на елементарен карбуратор:
1- иглен клапан; 2- поплавък; 3- поплавъкова камера; 4- жигльор; 5- дроселна клапа; 6- смесителна камера; 7- разпръсквач; 8- дифузор

елементарният едножигльорен пулверизационен карбуратор (фиг. 2.1). Поплавъков механизъм, съставен от поплавък 2 и иглен клапан 1, поддържа постоянно нивото на горивото в поплавъковата камера 3. Жигльорът 4, изработен обикновено като пробка с калиброван отвор, дозира количеството на горивото, което изтича от поплавъковата камера. Чрез разпръсквача 7 горивото се подава в дифузора 8, който обикновено представлява къса тръба с променливо сечение. Смесителната камера 6 представлява къса тръба, която се съединява с пълнителния тръбопровод на двигателя.

В нея горивото се смесва с въздуха. Количеството на гориво-въздушната смес, която постъпва от карбуратора в цилиндрите на двигателя, се регулира с дроселната клапа 5.

При въртене на колянвия вал, когато буталото се движи от г.м.т. към д.м.т., а пълнителният клапан е отворен (такт пълнене), налягането в цилиндъра е по-ниско от атмосферното налягане, т.е. в цилиндъра се създава разреждане. Под действие на разреждането в цилиндъра постъпва въздух, който минава през карбуратора. При преминаване през дифузора 8 скоростта на въздуха се увеличава, поради което там се създава разреждане. В най-тясната част на дифузора разреждането е най-голямо. Там е изведен и разпръсквачът 7. Поради това, че в поплавъковата камера налягането е равно, а в дифузора е по-ниско от атмосферното, от разпръсквача като фонтан изтича гориво. Горивната струя попада във въздушния поток, който се движи с много по-голяма скорост от нея. В резултат на удара на бавно движещото се гориво с бърздвижещия се въздух то се разпръсква на малки капки със среден диаметър $0,1 \div 0,3 \text{ mm}$ и се смесва с въздуха. Образувалите се капки се увличат от въздушния поток и постъпват в пълнителния тръбопровод.

При движението си в смесителната камера и в пълнителния тръбопровод горивните капки постепенно се изпаряват. Част от капките попадат по стените на смесителната камера и пълнителния тръбопровод, като образуват непрекъснат горивен слой, бавно движещ се към цилиндрите на двигателя. От повърхността на този пълзящ горивен слой също се изпарява гориво. До цилиндрите достигат само тежките фракции на горивото, които не успяват да се изпарят.

Образуването на пълзящия горивен слой по стените на смесителната камера и пълнителния тръбопровод е нежелателно, тъй като в цилиндрите на многоцилиндровия двигател попада различно количество гориво, което води до различен състав на гориво-въздушната смес в отделите цилиндри. За да се изпари горивото, което се наслоява по стените, а също и за да се осигури изпаряването на горивните капки, които се движат във въздушния поток, смесителната камера интензивно се нагрива. Нагревателното устройство обикновено представлява околоръстна камера, през която се пропускат отработили газове или течност от охладителната система на двигателя.

Изпаряването на горивото продължава по цялата дължина на пълнителния тръбопровод, но обикновено не завършва в него. Последният етап от приготвянето на гориво-въздушната смес протича в цилиндъра на двигателя по време на тактовете пълнене и състяване. В цилиндъра гориво-въздушната смес се смесва с остатъчните газове от предходния цикъл. Те имат висока температура и нагриват сместа допълнително, при което се изпаряват и най-тежките фракции на горивото.

Съществен недостатък на карбураторното смесообразуване е неравномерността на състава на гориво-въздушната смес по цилиндрите. Основните причини за това са следните:

- различни периоди между пълнителните тактове в цилиндрите, захранвани от един клон на пълнителния тръбопровод;
- неравномерно разпределение на горивото в сечението на потока гориво-въздушна смес, постъпваща в зоната на разделяне на пълнителния тръбопровод;
- различни условия на входа на сместа в каналите на отделите клонове на пълнителния тръбопровод;
- различен състав на гориво-въздушната смес, приготвена от отделните камери на многокамерните карбуратори;
- наличие на пълзящ горивен слой по стените на пълнителния тръбопровод.

Неравномерността на състава на горивната смес по цилиндрите е особено нежелателна поради строгите изисквания за намаляване на токсичността на отработилите газове. При неравномерно разпределяне на горивото по цилиндрите една част от тях работи с богата смес и в отработилите газове се съдържат CO и CH , а друга част работи с бедна смес и в отработилите газове се съдържат NO_x . Неизбежно неравномерността на състава на сместа се отразява и на мощностните и икономическите показатели на двигателя.

Особености на смесообразуването при впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод. Горивната уредба за впръскване на бензина пълнителния тръбопровод бива с *непрекъснато* или с *циклично подаване на горивото*. В първия случай в пълнителния тръбопровод на всеки цилиндър непрекъснато се впръсква гориво. С въздуха то образува горивна смес, която се натрупва в зоната на пълнителния клапан и когато той се отвори, постъпва в цилиндъра. Такава уредба се

добижава много до карбураторното смесообразуване и при преминаване от един работен режим към друг е възможно съставът на сместа да се отклони от оптималния. Освен това големи трудности се срещат при дозирането на горивото в зависимост от работния режим, тъй като е много широк диапазонът, в който се изменя часовият разход на гориво ($G_{\text{max}}:G_{\text{min}}=40$). При регулиране на часовия разход на гориво чрез изменение на пропускателния отвор (при постоянно налягане) сечението му трябва да се изменя от минималното до максималното 40 пъти. При регулиране на разхода на гориво чрез изменение на налягането (при постоянно сечение на дозирация отвор) налягането трябва да се изменя 1600 пъти.

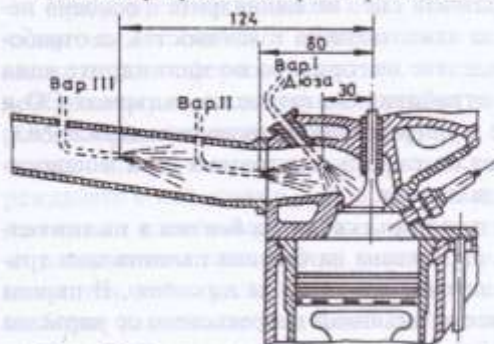
При *цикличното подаване на горивото* дозирането му е значително по-лесно, тъй като диапазонът на изменение на цикловото количество гориво е сравнително малък ($G_{\text{max}}:G_{\text{min}}=4$).

Установено е, че при *впръскването на бензина* в пълнителния тръбопровод моментът и продължителността на впръскването не оказват съществено влияние върху работата на двигателя. Затова за опростяване на конструкцията в много горивни уредби бензинът се впръсква едновременно за няколко или за всички цилиндри. Уредбите за впръскване на бензина в пълнителния тръбопровод са по-прости по конструкция, по-евтини от уредбите за впръскване на бензина в цилиндъра. Затова са много разпространени.

Уредбите за впръскване на бензина с електронно управление са с *циклично дозиране на горивото*. Дозиращите устройства са дюзи с електромагнитно управление. Дюзите са разположени в пълнителния тръбопровод или в цилиндровата глава пред пълнителните клапани. Бензинът се подава до дюзите от помпа под постоянно налягане 0,2÷0,3 МПа. Цикловото количество гориво се регулира чрез изменение на продължителността на периода, през който клапанът на дюзата е отворен. Клапанът се отваря от електромагнит и остава отворен, докато в намотката на електромагнита протича ток. Така цикловото количество гориво се определя от продължителността на електрическия импулс, подаван за всеки цикъл в намотката на електромагнита.

Електрическият импулс се формира в управляващия електронен блок. В електронния блок се събира цялата информация за параметрите, които характеризират работния режим и работните условия на двигателя.

Смесообразуването при впръскване на бензина в пълнителния тръбопровод



Фиг. 2.2. Разположение на дюзата за впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод

може да се разглежда като комплекс от взаимно свързани процеси. То започва от момента на постъпване на струята гориво в движещия се въздушен поток. На известно разстояние струята се разпада на отделни капки, които, движейки се във въздушния поток, се изпаряват. Ако относителната скорост (скоростта на обдухването) на капката е достатъчно голяма, тя се раздробява на по-малки частици. Част от капките в процеса на движение по пълнителния тръбопровод попадат по

стените му, там се изпаряват или образуват пълзящ горивен слой, преместващ се под действие на силите на тежестта и на въздушния поток, изпаряващ се и фракциониращ при движението му към пълнителния клапан. Ударът на капките (или струите) с клапана може да се съпровожда с механично раздробяване ("вторично" разпръскване), при което новообразуваните се частици могат да се връщат във въздушния поток.

Скоростта на изпаряването се определя в значителна степен от площта на повърхността, по която се разделят горивото и въздухът, т.е. от фиността на разпръскването на горивото и от площта на стените на тръбопровода, по които се образува горивен слой.

Обикновено дюзата се ориентира така, че горивото се насочва към талерката на клапана - най-горещата повърхност на пълнителния клапан (фиг. 2.2). Дюзата може да бъде в непосредствена близост до клапана (вариант I) или достатъчно отдалечена от него (вариант III). При максимално приближаване на дюзата до клапана се изключва обемното изпаряване на горивото в пълнителния канал.

Впръскването на бензина има следните предимства пред карбураторното смесобразуване:

- постига се по-правилно дозиране на горивото в зависимост от работния режим на двигателя и от работните условия;

- горивото се разпределя по-равномерно по цилиндрите, тъй като се дозира отделно за всеки цилиндър;

- намалява се съпротивлението на пълнителната система и нагряването на въздуха, а поради изпаряването на по-голямата част от горивото в цилиндъра температурата на работната смес е по-ниска; по този начин се подобрява запълването на цилиндъра с въздух (гориво-въздушна смес);

- понижаването на температурата на работната смес по време на процесите пълнене и съгъстяване позволява степента на съгъстяване да се увеличи с 0,5-1 единица;

- подобрява се ускоряването на двигателя, тъй като подаването на гориво по-малко изостава от изменението на разхода на въздух;

- подобрява се пускането на двигателя, защото дозирането на горивото е по-точно;

- поради по-точното дозиране на горивото и по-равномерното му разпределяне по цилиндрите и от цикъл към цикъл токсичността на отработилите газове се намалява.

Впръскването на бензина в пълнителния тръбопровод може да бъде *разпределено (многоточково)* - бензинът се впръсква в пълнителните канали на цилиндрите от отделни дюзи (както е описано по-горе), и *централно (едноточково)* - бензинът се впръсква в общата част на пълнителния тръбопровод от една дюза за всички цилиндри. При централно впръскване на бензина смесобразуването е подобно на карбураторното смесобразуване. Предимството му пред карбураторното смесобразуване е, че дозирането на горивото в зависимост от работния режим и работните условия на двигателя е по-точно, а спрямо разпределеното впръскване, че горивната уредба е по-проста по конструкция, по-лесно се вгражда в двигателя и е по-евтина.

Особености на смесобразуването при непосредствено впръскване в цилиндри. Концепцията за непосредствено впръскване на бензина в цилиндри не е нова, но широкото му приложение в производството започна неотдавна благодарение на прогреса в разработването на бързодействащи електромагнитни дюзи, в електронните управляващи системи и технологията на запалването. Горивото се впръсква непосредствено в горивната камера, което е по-добре, отколкото в пълнителния канал. Дюзите се хранят с гориво при постоянно налягане 5÷15 МПа. Електронната система управлява както продължителността на отвореното състояние на дюзите (за отмерване на необходимото циклово количество гориво), така и началото на впръскването на бензина в работния цикъл на съответния цилиндър на двигателя.

Концепцията на непосредственото впръскване на бензина в цилиндри е основана на два основни принципа:

- минимален разход на гориво при частично натоварване на двигателя чрез използване на разслоена гориво-въздушна смес, както в дизеловите двигатели, при общо въздушно отношение, достигащо 4 и повече;

- високи изходни (номинални) характеристики на двигателя (η_e , g_e , N_e) при пълно натоварване на двигателя чрез изгаряне на еднородна гориво-въздушна смес, както в съвременните бензинови двигатели.

При частично натоварване на двигателя горивото се впръсква по време на такта стъпяване и се подхваща от движещия се въздух, изтласкан от периферията на буталото в специално оформената горивна камера в буталото. Горивото се смесва с ограничен обем въздух и съставът на гориво-въздушната смес е в границите на възпламеняемостта. Този обем гориво-въздушна смес обхваща запалителната свещ при подаването на електрическа искра, запалва се и изгаря. Обемът на горящата смес е изолиран от стените на цилиндъра чрез въздух, загубите на топлина в стените (в охладителната система) се намаляват. Освен това при частично натоварване двигателят работи без дроселиране (без притваряне на дроселната клапа), съответно се намаляват механичните загуби за газообмен (помпените загуби).

При пълно натоварване горивото се впръсква по време на такта пълнене, т.е. едновременно със запълването на цилиндъра с въздух. Така цилиндърът се запълва с еднородна гориво-въздушна смес. Постига се намаляване на разхода на гориво при по-големи ефективна мощност и въртящ момент, сравнени с тези при впръскването на бензин в пълнителния тръбопровод. При този начин на впръскване изпаряването на горивото в цилиндъра има охлаждащ ефект за работната смес и това дава възможност двигателят да работи при по-висока степен на стъпяване без детонационно горене.

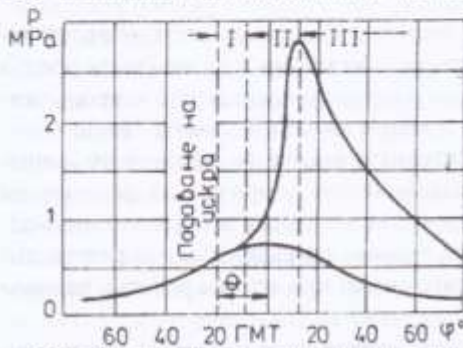
Mitsubishi в Япония въведе първа разслоеното смесобразуване при непосредствено впръскване на бензина в цилиндри в 1996. г. Първият европейски производител, предложил непосредствено впръскване на бензина, е Renault (система Simmens) в 1999 г., последван от Volkswagen (система Bosch) и PSA (система Simmens) в 2001 г.

2.1.2. Горене

Периоди на горене. През време на процеса пълнене в цилиндри на двигателя постъпва смес от въздух и бензин, при което в зависимост от възприетия начин

на смесобразуване бензинът е частично или напълно изпарен. В процеса на съгъстване и под действие на нагнетите части температурата и налягането на сместа се повишават, неизпареното гориво се изпарява, част от молекулите се активизират. След топлинното въздействие на електрическата искра върху горивната смес се появяват активни центрове и сместа се възпламенява. Процесът на горене може да раздели на три периода (фиг. 2.3):

I. Начален период на горенето - от момента на подаване на искрата до отделянето на линията на повишаване на налягането поради горенето от линията на



Фиг. 2.3. Индикаторна диаграма на бензинов двигател, разгъната по ъгъла на завъртане на коляновия вал

съгъстването, определена без подаване на искра. При подаване на искра температурата между електродите на свещта достига 10000 К, образува се малко огнище на горене, но поради това, че количеството на изгарящата смес е много малко, малко е и количеството на отделената топлина - налягането на цялата маса газове в цилиндъра не се повишава. Отначало, докато огнището на горене е малко, скоростта на горене също е малка. В този период скоростта на горене се определя главно от физико-химичните свойства на горивната смес и срав-

нително малко зависи от турбулентността. Постепенно огнището на горене около запалителната свещ се разширява, скоростта на разпространение на пламъка се увеличава. Скоростта на горене се усилва от турбулентните пулсации на газовете в цилиндъра. Топлоотделянето става значително по-голямо от топлопредаването в съседните слоеве работна смес. Горенето все повече се усилва, повишава се температурата, а следователно и налягането на газовете - започва вторият период на горенето.

II. Основен период на горене. През този период пламъкът се разпространява много бързо в основната част на горивната камера при практически неизменен обем, тъй като през това време буталото е близко до г.м.т. Скоростта на разпространение на пламъка приблизително е пропорционална на интензивността на турбулентните движения на сместа, която се увеличава с нарастване на честотата на въртене на коляновия вал. По тази причина продължителността на основния период на горене, измерена като ъгъл на завъртане на коляновия вал, практически не зависи от честотата на въртене и незначително се изменя в зависимост от натоварването и състава на сместа. Условно е прието, че основният период на горенето завършва, когато налягането достигне максималната стойност p_c , но горенето в този момент не е завършило. Фронтът на пламъка в по-голямата си част достига до стените и топлоотдаването в тях се увеличава. Повишаването на налягането в резултат на горенето не може да компенсира намаляването му поради разширяването на газовете от движението на буталото и поради топлоотдаването в стените.

III. Период на догаряне на сместа. През този период догаря сместа зад фронта на пламъка и в слоевете до стените на горивната камера. Догарянето продължава до известна част от хода на разширяването. Скоростта на догаряне, както и горе-

нето в началния период, в по-голяма степен зависи от физико-химичните свойства на работната смес, отколкото от нейното турбулентно движение.

Параметри на електрическата искра. Работната смес се възпламенява от електрическата искра, преминаваща между електродите на запалителната свещ. Напрежението, при което преминава искрата между електродите, се нарича *пробивно напрежение*. То зависи от хлабината между електродите на свещта, от състава, температурата и налягането на работната смес в цилиндъра, от формата, полярността, материала и температурата на електродите, а също така и от работния режим на двигателя.

Параметрите на електрическата искра оказват съществено влияние върху работата на бензиновите двигатели. Основните параметри на запалителната уредба са коефициентът на сигурност по вторичното напрежение, енергията и продължителността на искрата, хлабината между електродите на запалителните свещи.

Коефициентът на сигурност на запалителната уредба по вторичното напрежение характеризира превишаването на максималното вторично напрежение на запалителната бобина над пробивното напрежение на запалителните свещи. Колкото по-голям е коефициентът на сигурност, толкова по-надеждно е образуването на искра между електродите на запалителните свещи при всички работни режими на двигателя.

Развитието на началния период на горенето зависи от *енергията и продължителността* на електрическата искра, от *формата и хлабината* между електродите на запалителните свещи. Най-силно влиянието на тези параметри се проявява при работните режими, които се характеризират с влошени условия за извършване на работния процес.

Запалителната уредба, която подава кратковременна искра, не осигурява необходимото време за контакт на искрата с неизгорялата гориво-въздушната смес и надеждното ѝ възпламеняване. В резултат на това работата на двигателя е неустойчива.

Чрез подобряване на смесообразуването и увеличаване на енергията и продължителността на искрата при едновременно увеличаване на хлабината между електродите на свещите се постига стабилност на работния процес при бедни смеси (до $\alpha > 1,5$).

Увеличаването на енергията и продължителността на електрическата искра позволява при частично натоварване на двигателя да се измести границата на ефективното обедняване на сместа към по-бедна смес, като по този начин се въздейства върху количеството на токсичните вещества CO , CH и NO_x в отработилите газове (виж фиг. 1.15). Продължителността на искрата особено силно влияе на съдържанието на CH в отработилите газове, особено при бедна гориво-въздушна смес. При по-продължителна искра се увеличава времето, през което искрата е в контакт с нови порции движеща се неизгоряла гориво-въздушна смес и по този начин се подобрява възпламеняването на сместа и се намалява дебелината на слоя смес край стените на горивната камера, в който горенето се прекратява.

Специфичният ефективен разход на гориво и концентрацията на CH в отработилите газове при богата смес ($\alpha < 0,9$) практически не зависят от енергията на искрата, но при обедняване на гориво-въздушната смес ефектът от интензифицирането на искрата съществено се увеличава. Установено е, че при увеличение на

енергията на искрата икономическите и токсичните показатели на двигателя съществено по-малко се влошават при отклонение на ъгъла на изпреварване на запалването от оптималния за съответния работен режим, т.е. съществено се намалява чувствителността на двигателя към изменение на ъгъла на изпреварване на запалването.

По данни на ред изследователи като оптимални могат да се приемат следните стойности на параметрите на запалителната система: разстояние между електродите на запалителните свещи 1,2 mm, максимално вторично напрежение на запалителната бобина 30÷35 kV, продължителност на искрата 2 ms и енергия на искрата 75÷100 mJ.

Ъгъл на изпреварване на запалването. Ефективността на работния процес зависи както от пълнотата, така и от своевременното отделяне на топлината. Максималната работа на работния цикъл и съответно максималната мощност на двигателя се получават при такова горене, когато началото и края на основният период на горене са разположени приблизително симетрично спрямо г.м.т., т.е. когато гориво-въздушната смес изгаря в най-малък обем (буталото е около г.м.т.). При напълно отворена дроселна клапа $\eta_{e, \max}$ се достига, когато основният период на горене завършва на $10\div15^\circ$ след г.м.т. Това се постига чрез подходящо подбиране на ъгъла на изпреварване на запалването θ (виж фиг. 2.3). За всеки работен режим на двигателя има оптимален ъгъл на изпреварване на запалването, при който двигателят развива максимална мощност и работи най-икономично. За даден двигател оптималният ъгъл на изпреварване на запалването зависи от работния режим и работните условия, както и от състава на гориво-въздушната смес и физико-химичните качества на горивото.

Най-малък е ъгълът на изпреварване на запалването при богата гориво-въздушната смес ($\alpha=0,8\div0,9$) и пълно натоварване на двигателя, при които гориво-въздушната смес изгаря с най-голяма скорост. Продължителността на горенето се увеличава при бедна и много богата смес.

При намаляване на натоварването на двигателя се намаляват началните и крайните налягания на сгъстяването, увеличава се относителното количество на остатъчните газове. Поради това условията за възпламеняване на сместа се влошават, скоростта на разпространение на пламъка се намалява, а се увеличава продължителността на началния и основния период на горене. Горенето става неустойчиво. При намаляване на натоварването оптималния ъгъл на изпреварване на запалването се увеличава.

С нарастване на честотата на въртене на колянвия вал се намалява времето за един работен цикъл и за всеки от процесите, които образуват цикъла. Продължителността на началния период на горенето, измерено като ъгъл на завъртане на колянвия вал, с нарастване на честотата на въртене се увеличава, увеличава се съответно и оптималният ъгъл на изпреварване на запалването.

В зависимост от състава на гориво-въздушната смес ъгълът на изпреварване на запалването оказва по-голямо или по-малко влияние върху концентрацията на токсични вещества в отработилите газове. При по-малък ъгъл на изпреварване на запалването се намалява количеството на NO_x в отработилите газове, тъй като времето за окисляване на азота е по-малко и максималната температура на работния цикъл е по-ниска. При намаляване на ъгъла на изпреварване на запалването

процесът на горене се измества след г.м.т., температурата на продуктите на горенето през тактовете разширяване и изпускане е по-висока и при наличие на свободен кислород (работа на двигателя с бедна смес) е възможно окисляване на СО и СН. Така с намаляване на ъгъла на изпреварване на запалването се намалява концентрацията на СО и СН в отработилите газове. Оптималният ъгъл на изпреварване на запалването се определя, като се отчита и токсичността на отработилите газове.

Оптималният ъгъл на изпреварване на запалването зависи от температурното състояние на двигателя и от температурата и налягането на атмосферния въздух, тъй като те влияят върху температурата и налягането на работната смес в края на съгъстяването и съответно върху скоростта на горенето. Ускоряването на двигателя се отразява също върху оптималния ъгъл на изпреварване на запалването.

В традиционните запалителни системи ъгълът на изпреварване на запалването се регулира автоматично само в зависимост от честотата на въртене и натоварването на двигателя от механични регулатори (съответно от центробежен и вакуумен регулатор). Механичните регулатори осигуряват необходимия ъгъл на изпреварване на запалването с точност $\pm 15^\circ$. Електронните системи за управление позволяват ъгълът на изпреварване на запалването да се оптимализира в зависимост от работния режим на двигателя, състава на гориво-въздушната смес и условията на околната среда с точност $\pm 2^\circ$.

Често ъгълът на изпреварване на запалването се ограничава от детонационната устойчивост на горивото.

Детонационното горене представлява неуправляемо бързо горене, съпроводено с рязко местно нарастване на температурата и образуване на ударни вълни. То се проявява при определени условия. След подаването на искрата процесът на горене започва нормално. В част от работната смес, обикновено най-отдалечената от запалителната свещ, поради нагряването и съгъстяването ѝ от вече изгорялата смес, температурата и налягането нарастват, физико-химичната подготовка на тази част от сместа за изгаряне завършва, преди фронта на пламъка да достигне до нея. Тази част от сместа се самовъзпламенява и практически мигновено изгаря, при което температурата и налягането ѝ рязко нарастват, като превишават средните температура и налягане на газовете в горивната камера. Така се образуват ударни вълни, които се движат със свръхзвукови скорости (1800÷2000 m/s). Те многократно се удрят в стените на цилиндъра, цилиндровата глава и буталото и предизвикват вибрации, които външно се проявяват като метално чукане.

Като достигнат до стените, ударните вълни уплътняват до тях продуктите на горенето, поради което топлопредаването в стените се ускорява, температурата на частите се повишава, двигателят прегрява.

Поради локалното повишаване на температурата, част от продуктите дисоциират- СО и Н₂О дисоциират при температури, близки до 2000 К. При дисоциацията на продукти на горенето се отделя свободен въглерод, поради което димността на отработилите газове се увеличава.

Поради увеличеното топлоотдаване в стените, усиливането на дисоциацията и увеличаването на механичните загуби при детонационно горене се намаляват мощността и икономичността на двигателя. Не се допуска двигателят да работи продължително време с детонационно горене, тъй като стените на цилиндрите и

буталата бързо се износват, а са възможни дори прегаряне на челото на буталото и клапаните и разрушаване на мотовилковите лагери.

Възникването на детонационно горене се определя от свойствата на горивото и редица конструктивни и експлоатационни фактори. Устойчивостта на горивото срещу детонационното горене се характеризира с т.н. *октаново число*.

Богатата гориво-въздушната смес ($\alpha=0,8\div 0,9$) гори по-бързо, а налягането и температурата в цилиндъра достигат най-високи стойности. Повишените температури и налягане благоприятстват детонационното горене. При преобогатяване и обедняване на гориво-въздушната смес условията за детонационно горене се влошават.

При повишаване на честотата на въртене на колянвия вал се интензифицира завихрянето на сместа, скоростта на горене се увеличава и съответно продължителността на горенето се намалява. И затова при увеличаване на честотата на въртене условията за детонационно горене са по-неблагоприятни.

Най-високи температури и налягане в цилиндъра се достигат при пълно натоварване на двигателя. Затова при този работен режим условията за детонационно горене са най-благоприятни. При намаляване на натоварването дроселната клапа се притваря, температурата и налягането в цилиндъра се понижават и детонационното горене, ако е имало такова, преминава в нормално.

Чрез ъгъла на изпреварване на запалването в определени граници може да се влияе на детонационното горене. При намаляването му основният период на горене се пренася след г.м.т., когато обемът на цилиндъра се увеличава, максималните налягане и температура намаляват и съответно детонационното горене се избягва или се намаляват възможностите за възникването му. Затова обобщено *критерият за оптимален ъгъл на изпреварване на запалването* е: минимален специфичен разход на гориво без детонационно горене и при допустима концентрация на токсични вещества в отработилите газове.

2.2. Карбуратори

2.2.1. Общи сведения за горивната уредба на карбураторен двигател

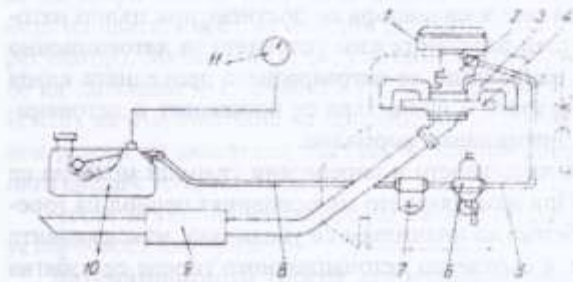
Горивната уредба служи за приготвяне и подаване в цилиндрите на необходимото количество гориво-въздушна смес с определен състав според работния режим на двигателя. Колкото по-точно се дозира горивото и по-добре се разпръсква, изпарява и смесва с въздуха, толкова по-пълно и по-ефективно то изгаря в цилиндрите, като при това се образуват по-малко токсични вещества. Икономичността и мощността на двигателя, възможностите му за бързо ускоряване и токсичността на отработилите газове до голяма степен се определят от съвършенството на смесобразуването.

Уредът, в който горивото се дозира, разпръсква и започва да се смесва с въздуха и изпарява и се регулира съставът и количеството на гориво-въздушната смес според работния режим на двигателя, се нарича *карбуратор*.

В горивната уредба освен карбуратора са включени и уреди и устройства за съхраняване на определено количество гориво, за пречистване на горивото от механични частици и за подаване на горивото в карбуратора. За да се очисти от прах, въздухът, който постъпва в карбуратора, преминава през въздушен филтър.

Според начина на подаване на горивото в карбуратора горивните уредби биват *свободно-напорни* и *принудителни*. Свободно-напорните горивни уредби се използват в мотоциклети, лодки, трактори и малки стационарни двигатели. При тях резервоарът трябва да бъде разположен най-малко на 300÷500 mm над карбуратора. Принудителното подаване на гориво позволява резервоарът да бъде разположен по-ниско от карбуратора, на удобно и безопасно в пожарно отношение място.

При свръхпълнене на двигателя компресорът може да бъде разположен пред или след карбуратора. В първия случай въздухът, нагрят при съгъстяването му в компресора, подобрява изпарението на горивото в карбуратора, но карбураторът и цялата горивна уредба се намират под налягане. Затова горивната уредба трябва да бъде херметична, тъй като при изтичане на гориво-въздушната смес през неплътностите е възможно възникването на пожар.



Фиг. 2.4. Принцилна схема на горивната уредба на карбураторен двигател с всмукване:

1- въздушен филтър; 2- карбуратор; 3- пълнителен тръбопровод; 4- изпускателен тръбопровод; 5 и 8- тръбопроводи за гориво; 6- гориво-подаваща помпа; 7- горивен филтър; 9- шумозаглушител; 10- резервоар; 11- указател на нивото на горивото

При увеличаване на честотата на въртене и натоварването на двигателя натрупаните по стените на компресора тежки фракции гориво се увеличават от въздуха и по този начин гориво-въздушната смес се преобогатява и се нарушава нормалната работа на двигателя. При задно разположение на компресора е необходимо в пълнителния тръбопровод да се постави метална мрежа, която да предотвратява проникването на пламък към компресора (при работа на двигателя с малко натоварване, бедна смес и голямо припокриване на клапаните).

Принципната схема на горивната уредба на автомобилен карбураторен двигател с всмукване е показана на фиг. 2.4. Горивото се съхранява в резервоара 10, който обикновено е снабден с указател 11 на нивото на горивото. От резервоара към карбуратора 2 горивото се подава принудително от помпата 6. За пречистване на горивото от механичните примеси и водата се използват утайници и филтри 7. Те представляват отделни устройства или са вградени в карбуратора и горивоподаващата помпа.

Въздухът, постъпващ в карбуратора, се пречиства във въздушния филтър 1, който е разположен встрани или над карбуратора и се съединява с него чрез специален тръбопровод.

Когато компресорът е разположен след карбуратора, в него се съгъстява смес от въздух и горивни пари и капки. Това спомага за по-доброто смесване на горивните пари и капки с въздуха. Но когато двигателят работи с малко натоварване, в компресорът се извършва фракционна дестилация на лошо разпръснатото гориво-леките фракции се изпаряват и постъпват в цилиндрите, а неизпарените фракции се натрупват по стените на компресора.

Образуваната в карбуратора гориво-въздушна смес по пълнителния тръбопровод 3 постъпва в цилиндрите на двигателя. Отработилите газове преминават през изпускателния тръбопровод 4 и шумозаглушителя 9 и се изпускат в атмосферата.

Карбураторните двигатели на товарните автомобили обикновено имат ограничител на максималната честота на въртене, който е вграден в карбуратора или е разположен между карбуратора и пълнителния тръбопровод. Този ограничител не допуска празният автомобил да се движи с по-голяма скорост от допустимата, когато резервната мощност на двигателя е много голяма.

Към горивната уредба се поставят следните основни изисквания:

- да осигурява необходимите количество и състав на гориво-въздушната смес при всички работни режими на двигателя;
- да не предизвиква замърсяване на атмосферния въздух с токсични вещества в отработилите газове и с горивни пари;
- да има проста и евтина конструкция, да бъде надеждна в експлоатацията и достъпна за техническо обслужване;
- да бъде технологична за производство и ремонт;
- да бъде максимално безопасна в пожарно и санитарно отношение.

2.2.2. Основни елементи на карбуратора

Принципното устройство и действие на елементарния карбуратор са описани в 2.1.1.

При постоянно налягане на околния въздух, неизменно положение на дроселната клапа и постоянна честота на въртене на колянвия вал количеството и съставът на гориво-въздушната смес не се менят. При замърсяване на въздушния филтър се увеличава съпротивлението, което той оказва на въздушния поток, и разреждането в карбуратора се увеличава. Ако поплавъковата камера е свързана с атмосферата, както това е показано на фиг. 2.1., налягането в нея е равно на атмосферното. При замърсен въздушен филтър количеството на въздуха, който постъпва в цилиндрите за единица време, намалява, а количеството гориво, изтичащо от разпръсквача за същото време, се увеличава. По този начин се изменя съставът на гориво-въздушната смес. За да се избегне това, пространството над горивото в поплавъковата камера чрез канал се съединява с входната тръба на карбуратора. При замърсен въздушен филтър се намалява налягането не само в карбуратора, а и в поплавъковата камера. Така количеството на изтичащо от разпръсквача гориво не зависи от съпротивлението (замърсяването) на въздушния филтър. Такива карбуратори се наричат *уравновесенци (балансиранци)*.

В зависимост от предназначението на двигателите карбураторите имат най-разнообразни конструктивни форми. Според разположението на дифузора и смесителната камера карбураторите биват вертикални, хоризонтални и наклонени. При вертикалните карбуратори потокът на въздуха и на гориво-въздушната смес обикновено е падащ, т.е. движи се отгоре надолу. Карбураторите с падащ поток осигуряват по-равномерно разпределение на гориво-въздушната смес по цилиндрите. Те допускат поставянето на дифузор с по-голямо сечение, поради което се намалява съпротивлението му и съответно се подобрява пълненето на двигателя с гориво-въздушна смес. Освен това карбураторите с падащ поток са по-достъпни за преглед и техническо обслужване.

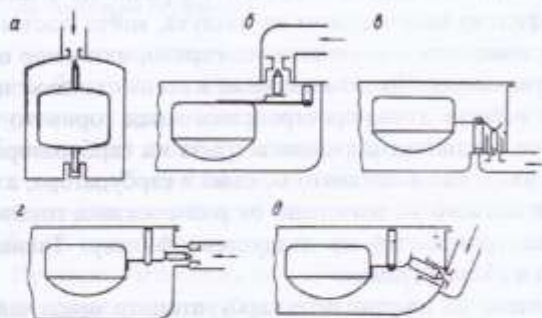
Поплавъковата камера може да бъде разположена отпред, отзад, встрани или концентрично на тялото на карбуратора. Разположението ѝ се определя от общата конструкция на карбуратора, от неговото място, както и от предназначението на двигателя. Обикновено в автомобилните двигатели поплавъковата камера е разположена пред тялото на карбуратора. При такова разположение на поплавъковата камера, когато автомобилът се изкачва по наклон, нивото на горивото спрямо разпръсквача се покачва. В резултат на това подаваното количество гориво и мощността на двигателя се увеличават. При ускоряване на автомобила от инерцията горивото се изтегля към задната страна на поплавъковата камера, нивото на горивото се покачва и подаването на гориво се увеличава. При рязко спиране на автомобила, както и при спускане по наклон се получава обратен ефект- нивото на горивото спрямо разпръсквача се понижава и съответно се намалява подаваното количество гориво.

Поплавъковата камера обикновено се изработва като едно цяло с тялото на карбуратора или с друга негова част. Тялото на карбуратора има сложна форма и затова обикновено се отлива от цинкова сплав под налягане.

Формата и конструкцията на поплавъка се избират така, че при минимални размери на поплавъковата камера подемната сила на поплавъка да бъде достатъчна за осигуряване на необходимата херметичност на игления клапан. Поплавъците имат формата на паралелепипед със закръглени краища, цилиндър, пръстен и др. Изработват се от листов месинг, корк или пенопласт. Затварящата игла на игления клапан се изработва от стомана, а седлото на клапана- от месинг или бронз.

Когато подаването на горивото в поплавъковата камера е свободно-напорно, налягането му върху игления клапан е сравнително малко. Затова клапанът се монтира непосредствено на поплавъка по осовата му линия (фиг. 2.5 а).

При принудително подаване на горивото подемната сила на поплавъка се предава на игления клапан чрез



Фиг. 2.5. Разположение на игления клапан в поплавъковата камера

лост (фиг. 2.5 б, в, г, д). Така силата, с която клапанът се притиска към седлото му, се увеличава няколкократно. В този случай игленият клапан може да бъде разположен вертикално, при подаване на горивото отгоре (фиг. 2.5 б) или отдолу (фиг. 2.5 в), хоризонтално (фиг. 2.5 г) или наклонено (фиг. 2.5 д). По-голяма част от карбураторите са с вертикално разположен иглен клапан с подаване на горивото

отгоре. Такива клапани са по-надеждни в експлоатация, тъй като по тях по-трудно се задържат механични частици, които нарушават херметичността им.

В някои карбуратори подемната сила от лоста на поплавъка към игления клапан се предава чрез успокоителна (демпферна) пружина, която намалява колебанията на игления клапан при движение на автомобила по неравен път.

Главен въздушен канал. Входната тръба на карбуратора, дифузорт и смесителната камера образуват главния въздушен канал.

Смесителна камера. В смесителната камера започва смесването на горивото с въздуха. В нея е разположена дроселната клапа.

Обикновено смесителната камера се изработва като отделна част и с винтове се закрепва към тялото на карбуратора. Между нея и тялото на карбуратора се поставя топлоизолираща подложка. Най-често смесителната камера се отлива от чугун. Чугунът позволява оста на дроселната клапа да се лагерува направо, без всякакви втулки, както и да се нарязва резба за регулиращите винтове на системата за празен ход и за щуцера на тръбата за вакуумния регулатор на ъгъла на изпреварване на запалването.

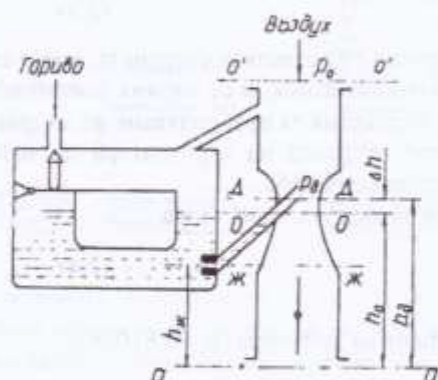
Смесителната камера свързва карбуратора с пълнителния тръбопровод на двигателя и затова нейният диаметър е определящ размер на карбуратора.

Обикновено карбураторът се подбира към двигателя по средната скорост на гориво-въздушната смес в смесителната камера. Оптималната средна скорост на гориво-въздушната смес зависи от броя на цилиндрите, които захранва една смесителна камера на карбуратора. За четиритактовите двигатели при работа на номинален режим оптималната средна скорост на гориво-въздушната смес е в границите:

при четири цилиндъра на една камера40÷60 m/s;

при два цилиндъра на една камера20÷30 m/s.

Препоръчаните средни скорости в смесителната камера са определени при подходящо съотношение между лицето на проходните сечения на дифузортите f_d и лицето на проходното сечение на смесителната камера f_k , тъй като определящи за работата на карбуратора са параметрите на дифузорта. В по-голямата част от автомобилни карбуратори отношението $\frac{f_d}{f_k} = 0,4 \div 0,75$. При по-малка стойност на от-



Фиг. 2.6. Изчислителна схема на елементарен карбуратор

ношението $\frac{f_d}{f_k}$ скоростта на въздуха в дифузорта е по-голяма и разпръскването на горивото е по-добро, но поради по-големите хидравлични загуби коефициентът на пълнене на двигателя е по-малък.

Дължината на смесителната камера се определя от възможността дроселната клапа да може да се отваря напълно и се избира в границите $(0,8 \div 1,3) \cdot d_k$.

Дифузор. В дифузорта се създава необходимото разреждане за изтичане на горивото от разпръсквача. Разреждането в дифузорта се определя като разлика

между налягането на входа на карбуратора p_0 и налягането в дифузор p_d (фиг. 2.6):

$$\Delta p_d = p_0 - p_d$$

(2.1)

При напълно отворена дроселна клапа и максимална честотата на въртене на коляновия вал разреждането в дифузора не превишава 0,02 МРа. Когато разреждането се изменя в границите $0 \div 0,02$ МРа, влиянието на свиваемостта на въздуха може да се пренебрегне и течението му в дифузора да се разглежда като движение на несвиваема течност.

Поради цикличността на работата на двигателя изтичането на въздуха и горивото през карбуратора има пулсиращ характер. С увеличаване на честотата на въртене и на броя на цилиндрите пулсацията на потока отслабва. Така в карбуратора на четирицилиндров четиритактов двигател пулсациите на въздушния поток са почти незабележими. Затова потокът на въздуха и горивото в карбуратора може да се разглежда като установен (стационарен). При направеното по-горе допускане, че въздухът е несвиваема течност, изтичането на въздуха през дифузора се описва от уравнението на Бернули:

$$\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{v_0^2}{2} = \frac{p_d}{\rho_0} + \frac{v_d^2}{2} + \xi \frac{v_d^2}{2}, \quad (2.2)$$

където p_0 и v_0 са налягането и скоростта на въздуха на входа в карбуратора (сечение $O'-O'$), Ра и m/s;

p_d и v_d - налягането и скоростта на въздуха в дифузора (сечение Д-Д), Ра и m/s;

ρ_0 - плътността на въздуха на входа в карбуратора, kg/m³;

ξ - коефициентът на съпротивление.

Поради малката плътност на въздуха и незначителната разлика в нивата на сеченията

$O'-O'$ и Д-Д изменението на енергията от положението се пренебрегва. Скорост на въздуха на входа в карбуратора е много малка и може да се приеме $v_0=0$.

При направеното допускане уравнението (2.2) приема вида:

$$\Delta p_d = p_0 - p_d = \frac{v_d^2}{2} \cdot \rho_0 + \xi \cdot \frac{v_d^2}{2} \cdot \rho_0. \quad (2.3)$$

Първият член на дясната част на уравнение (2.3) изразява енергията, която се изразходва за създаване на скоростта на въздушния поток, и се нарича *динамично налягане*, а вторият член определя загубите на енергия за преодоляване на хидравличните съпротивления на въздушния канал от входа на карбуратора до най-тясното сечение на дифузора и се нарича *скоростни загуби*.

От уравнение (2.3) се определя скоростта на въздуха в дифузора:

$$v_d = \sqrt{\frac{1}{1+\xi} \cdot \frac{2}{\rho_0} \cdot \Delta p_d} = \varphi_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_0} \cdot \Delta p_d}, \quad (2.4)$$

където $\varphi_d = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}$ е скоростният коефициент на дифузора ($\varphi_d=0,8 \div 0,9$).

Разходът на въздух се определя по равенството:

$$G_n = \beta_d \cdot f_d \cdot v_d \cdot \rho_0, \quad (2.5)$$

където f_d е лицето на най-малкото сечение на дифузора, m²;

β_d коефициентът на свиване на струята в дифузора ($\beta_d=0,97 \div 0,98$).

Като се замести скоростта v_d с израза (2.4), получава се уравнението:

$$G_n = \mu_d \cdot f_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot \Delta p_d}, \quad (2.6)$$

където $\mu_d = \beta_d \varphi_d$ е коефициентът на разхода на дифузора.

Коефициентът на разхода зависи от формата на дифузора, от качеството на неговата повърхност, от съпротивлението на входната тръба и др. Той се изменя в следните граници:

карбуратори с входна тръба $\mu_d = 0,6 \div 0,8$;

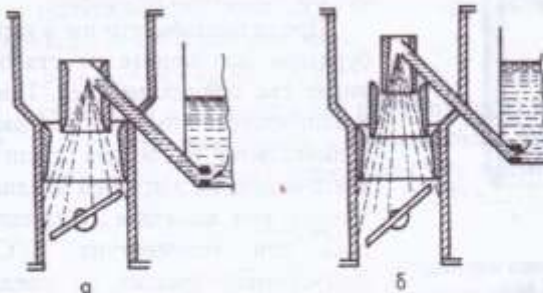
карбуратори без входна тръба $\mu_d = 0,8 \div 0,92$

От уравнение (2.6) може да се определи проходното сечение на дифузора:

$$f_d = \frac{G_d}{\mu_d \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_d}} \quad (2.7)$$

Разреждането в дифузора влияе върху разпръскването и изпаряването на горивото и еднородността на гориво-въздушната смес. То може да се увеличи, като се намали диаметърът на дифузора. Но при стесняване на дифузора се увеличава съпротивлението, което той оказва на въздушния поток, и се влошава запълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес.

Проходното сечение на дифузора трябва да бъде такова, че при частично отворена дроселна клапа и малка



Фиг. 2.7. Схема на карбуратор с два (а) и три (б) дифузора

честота на въртене скоростта на въздуха да бъде най-малко 40–50 m/s, а при напълно отворена дроселна клапа и максимална честота на въртене да не превишава 120–150 m/s. Да се удовлетворят двете изисквания напълно не винаги е възможно и затова сечението на дифузора се подбира така, че при максимална честота на въртене разреждането

да не превишава 0,02 МРа.

За да се увеличи скоростта на въздуха до разпръсквача, без да се увеличи общото съпротивление на дифузора, често се използват два и дори три дифузора, разположени един в друг (фиг. 2.7). Повечето от съвременните карбуратори са с два дифузора – голям и малък. Съотношението на проходните сечения на големия и малкия дифузор е около 3:1, като диаметърът на малкия дифузор е 8–12 mm. При два и три дифузора само малка част от въздуха преминава през вътрешния дифузор с голяма скорост, а основната част въздух има сравнително малка скорост. Благодарение на това при добро разпръскване на горивото съпротивлението, което системата от дифузори оказва на въздушния поток е сравнително малко. Освен това страничните потоци на въздуха възпрепятстват наслояването на горивни капки върху стените на смесителната камера.

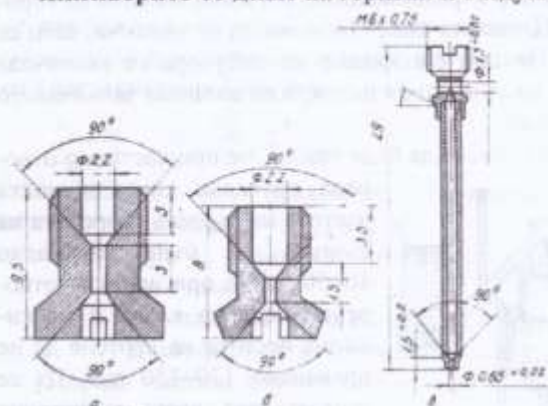
В повечето карбуратори дифузорите се изработват като отделни части. Те се обработват механично, с висока точност, за да имат гладка вътрешна повърхност и точно издържани форма и размери. Понякога дифузорите се отливат заедно с тялото на карбуратора и само се зачистват преди сглобяването. При такава конструкция се увеличава неидентичността на характеристиките на карбураторите от една серия.

Входна тръба. Във входната тръба на карбуратора се разполага въздушната клапа и каналът за уравнивяване на поплавъковата камера. Размерите на входната тръба се определят от присъединителните размери на въздушния филтър. Обикновено сечението ѝ е 3÷5 пъти по-голямо от най-малкото сечение на дифузора.

Дроселна клапа. Обикновено дроселната клапа на автомобилните карбураторни двигатели е пластинкова. При напълно затворена дроселна клапа хлабината между нея и стените на смесителната камера е 0,06÷0,08 mm. При затворена дроселна клапа разреждането зад нея достига 0,06÷0,07 МРа, докато разреждането в дифузора се намалява дотолкова, че гориво не изтича от разпръсквача.

Жигльорите се делят на горивни и въздушни. Те биват с постоянно и регулируемо сечение. Конструкцията им трябва да бъде такава, че зависимостта между производителността и разликата в наляганята пред и зад жигльора да остава постоянна по време.

Преди поставянето им в карбуратора жигльорите се еталонират със специален уред. При еталонирането им се измерва количеството на водата в cm^3 , която изтича от жигльора за една минута под налягане 1000 mm H_2O при температура 20°C. Допустимата грешка на уреда при проверка на жигльорите е ±1% от нормалната



Фиг. 2.8. Жигльори: а- главен горивен жигльор; б- въздушен жигльор; в- горивен жигльор на системата за празен ход

от нормалната пропускателна способност.

По точността на изработването жигльорите се делят на три класа. Допустимото отклонение от производителността на жигльорите от I клас от номиналната производителност е 1÷1,5%, на жигльорите от II клас- 2÷2,5% и на жигльорите от III клас- 4÷5%. Главните горивни жигльори се изработват по I клас на точност, а жигльорите на спомагателните дозиращи системи- по II и III клас на точност. Конструкцията на типични жигльори е показана на фиг. 2.8.

Горивото изтича през жигльора под действие на разликата между налягането в поплавъковата камера и налягането в дифузора. Хидравличното съпротивление на горивните канали в сравнение със съпротивлението на жигльора е много малко и затова може да се пренебрегне. За опростяване на изследването потокът на горивото в горивния канал се приема за установен (стационарен). При направените допускания може да се състави уравнението на Бернули за сеченията О-О на нивото на горивото в поплавъковата камера (виж фиг. 2.6) и Ж-Ж на нивото на горивния жигльор във вида:

$$h_{0,г} + \frac{p_0}{\rho_s} + \frac{v_{0,г}^2}{2} = h_{ж,г} + \frac{p_{ж,г}}{\rho_s} + \frac{v_{ж,г}^2}{2} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{ж,г}^2}{2} + \xi \frac{v_{ж,г}^2}{2}, \quad (2.8)$$

където h_0 и $h_{ж}$ са височините на разглежданите сечения, измерени от помощната равнина а-а, m;

p_0 и $p_{ж}$ - статичното налягане в потока съответно за сеченията О-О и Ж-Ж, Pa;

$v_{o,0}$ и $v_{ж}$ - скоростите на потока гориво съответно за сеченията О-О и Ж-Ж, m/s;

ρ_r - плътността на горивото, kg/m³;

g - земното ускорение, m/s²;

λ - коефициент на триене на горивото в калиброваната част на жигльора;

l и d - дължината и диаметърът на калиброваната част на жигльора;

ξ - коефициентът на хидравличното съпротивление на входа в жигльора.

Без да се допуска голяма грешка, може да се допусне $v_{o,0}=0$.

От уравнение (2.8) се определя скоростта на горивото в жигльора:

$$v_{ж} = \sqrt{\frac{1}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \xi}} \sqrt{\frac{2}{\rho_r} [(p_0 - p_{ж}) + (h_0 - h_{ж}) \cdot \rho_r \cdot g]}. \quad (2.9)$$

Налягането $p_{ж}$ може да се изрази чрез налягането в дифузора и височината на горивния стълб в разпръсквача:

$$p_{ж} = p_d + (h_0 - h_{ж} + \Delta h) \cdot \rho_r \cdot g, \quad (2.10)$$

където Δh е разликата във височините на изходния ръб на разпръсквача и нивото на горивото в поплавъковата камера, m;

Като се замести $p_{ж}$ в уравнение (2.9), получава се:

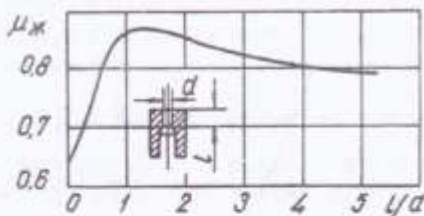
$$v_{ж} = \varphi_{ж} \sqrt{\frac{2}{\rho_r} (\Delta p_d - \Delta h \cdot \rho_r \cdot g)}, \quad (2.11)$$

където $\varphi_{ж} = \sqrt{\frac{1}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \xi}}$ е скоростният коефициент на жигльора.

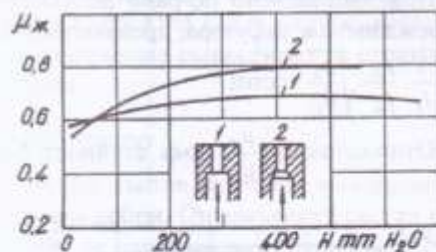
Разходът на гориво през жигльора се определя от равенството:

$$G_r = \beta_{ж} \cdot f_{ж} \cdot v_{ж} \cdot \rho_r, \quad \text{kg/s}, \quad (2.12)$$

където $f_{ж}$ е лицето на калиброваното сечение на жигльора, m²;



Фиг. 2.9. Зависимост на коефициента на разхода $\mu_{ж}$ от отношението l/d при постоянно налягане 800 mm H₂O и температура 20°C.



Фиг. 2.10. Зависимост на коефициента на разхода $\mu_{ж}$ от входния ръб на жигльора при $l/d=10,2$ и $d=1$ mm.

$\beta_{ж}$ - коефициентът на свиване на струята в жигльора.

Като се замести $v_{ж}$ с израза (2.11), получава се уравнението:

$$G_r = \mu_{ж} \cdot f_{ж} \cdot \sqrt{2 (\Delta p_d - \Delta h \cdot \rho_r \cdot g) \rho_r}, \quad \text{kg/s}, \quad (2.13)$$

където $\mu_{ж} = \beta_{ж} \cdot \varphi_{ж}$ е коефициентът на разхода на жигльора.

Както се вижда от израза:

$$\mu_{ж} = \beta_{ж} \varphi_{ж} = \beta_{ж} \sqrt{\frac{1}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \xi}}$$

коэффициентът на разхода зависи от размерите на калиброваната част (l и d) и формата ($\beta_{ж}$ и ξ) на жигльора, както и от свойствата на горивото (λ) и от други фактори. Той зависи и от налягането и температурата на горивото, което изтича през жигльора.

Коефициентът на разхода зависи от отношението $\frac{l}{d}$ (фиг. 2.9) и от формата на входния ръб на жигльора (фиг. 2.10). При повишаване на температурата на горивото $\mu_{ж}$ се увеличава. Опитно е установено, че при повишаване на температурата от 10 до 40°C разходът през жигльора се увеличава с 2-3%.

2.2.3. Характеристика на елементарния карбуратор

Характеристиката на карбуратора се нарича зависимостта на състава на гориво-въздушната смес (въздушно отношение α) от разреждането в дифузора Δp_d на карбуратора или от разхода на въздух G_B . Характеристиката на карбуратора обикновено се изразява графично в координатна система $\alpha - \Delta p_d$ или $\alpha - G_B$.

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T l_0} \quad (2.14)$$

където G_B е разходът на въздух, kg/s;

G_T - разходът на гориво, kg/s;

l_0 - теоретически необходимото количество въздух за пълното изгаряне на 1 kg гориво, kg/kg.

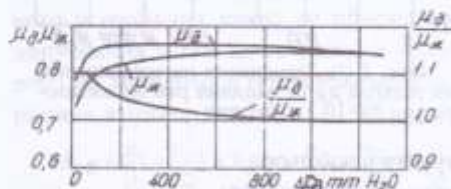
За да се определи характеристиката на елементарния карбуратор, във формула (2.14) трябва да се заместят изразите (2.6) и (2.13):

$$\alpha = \frac{1}{l_0} \frac{f_d}{f_{ж}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_T}} \frac{\mu_d}{\mu_{ж}} \sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_d - \Delta h \rho_T g}} \quad (2.15)$$

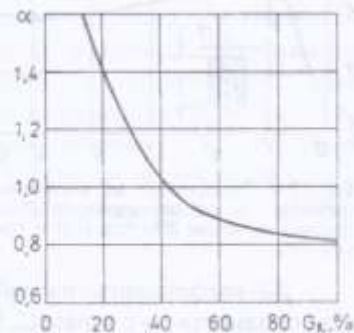
При направеното по-рано допускане, е плътността на въздуха не зависи от разреждането в дифузора, произведението

$$\frac{1}{l_0} \frac{f_d}{f_{ж}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_T}} = \text{const}$$

Отношението $\frac{\mu_d}{\mu_{ж}}$ има стойност близка



Фиг. 2.11. Изменение на коефициента на разхода μ_d и на жигльора $\mu_{ж}$ и на тяхното отношение $\mu_d/\mu_{ж}$ в зависимост от разреждането в дифузора



Фиг. 2.12. Характеристика на елементарния карбуратор

до единица и се намалява с увеличаване на разреждането в дифузора (фиг. 2.11).

Множителят $\sqrt{\frac{\Delta p_d}{\Delta p_d - \Delta h \cdot \rho_{f-g}}}$ намалява при увеличаване на Δp_d от безкрайно голяма стойност при $\Delta p_d = \Delta h \cdot \rho_{f-g}$ и се приближава към единица, когато Δp_d клони към безкрайност.

По този начин двата променливи члена на уравнение (2.15) при увеличаване на разреждането в дифузора (съответно увеличаване на разхода на въздух през дифузора) намаляват. Вследствие на това при увеличаване на разреждането в дифузора (разхода на въздух) въздушното отношение на гориво-въздушната смес непрекъснато намалява, т.е. сместа се обогатява (фиг. 2.12).

Характерът на изменение на въздушното отношение в зависимост от разреждането в дифузора, съответно разхода на въздух, физически може да се обясни по следния начин. Отворът на разпръсквача е разположен на $2 \div 10$ mm над нивото на горивото в поплавковата камера. За да започне да изтича, горивото трябва да се повдигне от нивото му в поплавковата камера до отвора на разпръсквача. За тази работа се изразходва част от разреждането в дифузора. Освен това друга част от разреждането в дифузора се изразходва за преодоляване на повърхностното напрежение на горивото. Тази загуба на разреждане за повдигане на нивото на горивото в разпръсквача и за преодоляване на повърхностното напрежение е постоянна величина и не зависи от отварянето на дроселната клапа. Относителното влияние на тази загуба при напълно отворена дроселна клапа, когато разреждането в дифузора

Фиг. 2.13. Регулировъчни характеристики на карбураторен двигател по състава на сместа

е голямо, е незначително. При частично отворена дроселна клапа разреждането в дифузора е малко и влиянието на загубата на разреждане съществено се отразява на количеството гориво, подавано от разпръсквача.

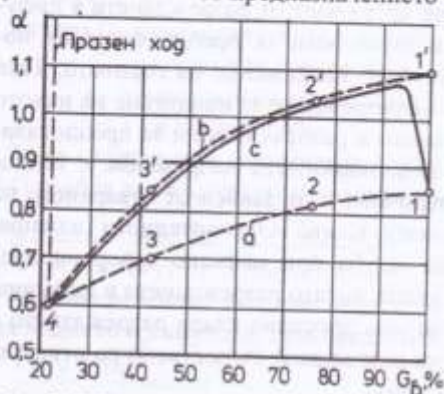
2.2.4. Характеристика на идеалния карбуратор

За всеки работен режим съществува оптимален състав на гориво-въздушната смес, при който показателите на двигателя са най-добри. Оптималният състав на гориво-въздушната смес за даден работен режим се определя въз основа на регулировъчна характеристика на двигателя по състава на сместа, която представлява графична зависимост на ефективната мощност N_e и специфичния ефективен разход на гориво g_e от въздушното отношение при постоянна честотата на въртене на колянвия вал, постоянно положение на дроселната клапа и оптимални ъгъл на изпреварване на запалването и топлинен режим на двигателя.

На фиг. 2.13 са показани регулировъчните характеристики по състава на сместа на карбураторен двигател за три положения на дроселната клапа. Кривите I и I'

съответстват на напълно отворена дроселна клапа, а кривите II, II', III и III'- на частично отворена дроселна клапа. От характеристиката се вижда, че при напълно отворена дроселна клапа двигателят развива най-голяма мощност при $\alpha=0,85$, а специфичния ефективен разход на гориво е най-малък при $\alpha=1,1$. При частично отворена дроселна клапа мощността е максимална при $\alpha=0,82$ (крива II) и $\alpha=0,70$ (крива III), специфичния ефективен разход на гориво е минимален при $\alpha=1,04$ (крива II') и $\alpha=0,82$ (крива III'). Точките 1, 2 и 3 съответстват на максималната мощност на двигателя, а точките 1', 2' и 3' - на максималната му икономичност. Точката 4 определя състава на гориво-въздушната смес при работа на двигателя на празен ход. Кривата *a*, която съединява точките 1, 2 и 3, показва как трябва да се изменя съставът на гориво-въздушната смес (въздушното отношение) при промяна на положението на дроселната клапа, за да бъде мощността максимална. Кривата *b*, съединяваща точките 1', 2' и 3', показва при какъв състав на сместа двигателят работи най-икономично. Кривите *a* и *b* ограничават зоната на рационалните състави на гориво-въздушната смес. В тази зона при обедняване на сместа мощността малко се намалява, но се увеличава икономичността на двигателя, при обогатяване на сместа се получава обратният ефект - мощността се увеличава, но се намалява икономичността на двигателя. Вън от тази зона съставите на гориво-въздушната смес са нерационални - както при обогатяване, така и при обедняване на сместа мощността и икономичността се намаляват.

В зависимост от предназначението на двигателя и работните условия карбураторът трябва да осигури гориво-въздушната смес със състав, близък до състава, определен с кривата *a* или кривата *b*.



Фиг. 2.14. Характеристика на идеалния карбуратор

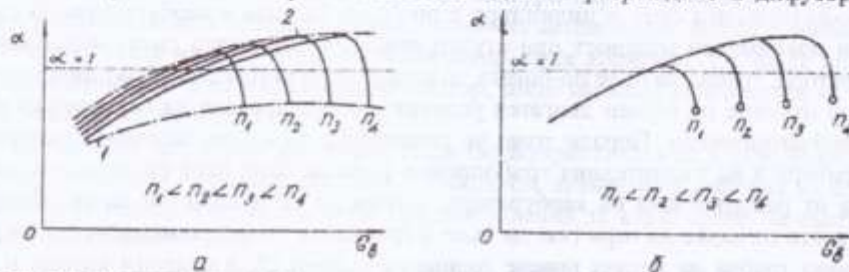
За всяка крива I, II и III положението на дроселната клапа е постоянно, следователно постоянни са и разходът на въздух G_B и разреждането в дифузора Δp_d . Затова кривите *a* и *b*, характеризиращи изменението на състава на сместа съответно при максимална мощност и икономичност на двигателя, могат да се престроят в координатната система $\alpha-G_B$ (Фиг. 2.14) или $\alpha-\Delta p_d$.

Автомобилният двигател работи повече време при частично отворена дроселна клапа. Затова е целесъобразно карбураторът да бъде регулиран така, че при частично отворена дроселна клапа работата на двигателя да бъде максимално икономична (крива *b*). Само при пълно натоварване (дроселната клапа напълно отворена) сместа трябва да бъде обогатена, за да се получи максимална мощност, т.е. въздушното отношение да се намали до кривата *a*. Като се има предвид това, може да се каже, че оптималното изменение на състава на сместа в зависимост от натоварването на двигателя се определя с кривата *c*. Това е характеристиката на идеалния карбуратор за дадената честота на въртене на колянвия вал.

По описания начин може да се построи характеристиката на идеалния карбуратор за коя да е честота на въртене на колянвия вал. Като се построят такива ха-

рактеристики за различни честоти на въртене на един график (фиг. 2.15 а) и се начертае обвиващата крива 2, получава се характеристиката на карбуратор, който при всяка честота на въртене на колянвия вал и напълно отворена дроселна клапа осигурява минимален специфичен разход на гориво. Като се съединят точките, съответстващи на въздушното отношение при максимална мощност, получава се характеристиката 1 на карбуратор, който при всяка честотата на въртене и напълно отворена дроселна клапа осигурява максимална мощност на двигателя.

Еднакъв разход на въздух и съответно еднакво разреждане в дифузора при



Фиг. 2.15. Характеристика (а) и осреднена характеристика (б) на идеалния карбуратор при различни честоти на въртене

различни честоти на въртене на вала може да се осигури само при различни положения на дроселната клапа. Колкото честотата на въртене е по-голяма, толкова по-малко трябва да бъде отворена дроселната клапа и съответно разреждането в пълнителния тръбопровод на двигателя ще бъде по-голямо.

При еднакво разреждане в дифузора, но при различни разреждания в пълнителния тръбопровод и различни честоти на въртене налягането в края на пълненето, относителното количество на остатъчните газове, скоростта на горенето и топлоотдаването в стените не могат да бъдат еднакви.

При еднакво разреждане в дифузора, но при малка честота на въртене и отворена дроселна клапа цилиндрите добре се запълват с гориво-въздушна смес, относителното количество на остатъчните газове е малко, горенето протича с голяма скорост и в резултат на това икономичната гориво-въздушна смес може да бъде победна. При същото разреждане в дифузора с увеличаване на честотата на въртене дроселната клапа се притваря, запълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес се влошава, увеличава се относителното количество на остатъчните газове, скоростта на горенето се намалява. За получаване на оптимални икономически показатели в този случай гориво-въздушната смес трябва да се обогатява. Това се вижда от фиг. 2.15 а. При даден разход на въздух колкото по-висока е честотата на въртене, толкова по-малко е въздушното отношение, при което се осигурява икономична работа на двигателя.

За опростяване на конструкцията на карбуратора обикновено кривите на икономичния състав се заменят с една осреднена характеристика (фиг. 2.15 б). Карбуратор с такава характеристика при частично отворена дроселна клапа и дадено разреждане в дифузора (разход на въздух) осигурява гориво-въздушна смес с определен състав независимо от честотата на въртене.

От характеристиката на идеалния карбуратор (фиг. 2.14 и 2.15) се вижда, че при работа на двигателя на празен ход гориво-въздушната смес трябва да бъде бо-

гата ($\alpha=0,55\div 0,65$). В зависимост от отварянето на дроселната клапа сместа трябва да обеднява до $\alpha=1,1\div 1,15$. При напълно отворена дроселна клапа сместа трябва да се обогати до $\alpha=0,80\div 0,90$, за да се получи максимална мощност.

Необходимият състав на гориво-въздушната смес за икономична работа до голяма степен зависи от топлинното състояние на двигателя. Ако двигателят е загрят, горивото се изпарява почти напълно, но ако е студен, част от горивото не се изпарява. В такъв случай съотношението между въздуха и горивото в карбуратора и съотношението между въздуха и изпареното гориво в цилиндъра са различни. Гориво-въздушната смес в цилиндъра е по-бедна от тази в карбуратора. За да се получи максимална мощност при студен двигател, горивната смес, образувана в карбуратора, трябва да бъде по-богата, отколкото при нормално загрят двигател.

При пускане на студен двигател условията за изпаряване на горивото са особено неблагоприятни. Поради това, че температурата на смесителната камера на карбуратора и на пълнителния тръбопровод е ниска, само част от горивото, което изтича от разпръсквача на карбуратора, успява да се изпари. За да се образува смес, която да може да гори (т.е. да бъде в границите на възпламеняемост), от разпръсквача трябва да изтича повече гориво ($\alpha=0,20\div 0,25$, в отделни случаи и по-малко).

При работа на двигателя често се налага дроселната клапа да се отвори рязко, например при потегляне и ускоряване на автомобила и при изпреварване. Рязкото отваряне на дроселната клапа се съпровожда с увеличаване на разреждането в дифузора на карбуратора и с повишаване на скоростта на изтичане на въздуха и горивото. Въздухът има по-малка плътност от горивото и затова скоростта му нараства по-бързо. В резултат на това горивната смес се обеднява. Обедняването на сместа трае докато скоростта на въздуха в дифузора достигне установената стойност, която зависи от новото положение на дроселната клапа и честотата на въртене на колянвия вал.

За обедняването на сместа при рязко отваряне на дроселната клапа спомага и повишаването на налягането в смесителната камера и в пълнителния тръбопровод. При затворена дроселна клапа разреждането зад нея е високо (около 0,05 МРа), което създава условия за по-добро изпаряване на горивото. При рязко отваряне на дроселната клапа налягането зад нея нараства бързо, изпаряването на горивото се влошава, увеличава се количеството на горивните капки, които се наслояват по стените на смесителната камера и пълнителния тръбопровод. За да се осигури нормална работа на двигателя при потегляне и ускоряване на автомобила, т.е. при рязко отваряне на дроселната клапа, карбураторът трябва временно да обогати сместа.

От изложеното дотук става ясно какъв трябва да бъде съставът на гориво-въздушната смес при различните работни режими на двигателя. При пускане на двигателя сместа трябва да бъде много богата ($\alpha=0,20\div 0,25$ и по-малко), при работа на празен ход - богата ($\alpha=0,55\div 0,65$), при средно натоварване (над 50%) - обеднена ($\alpha=1,1\div 1,15$), при напълно отворена дроселна клапа - обогатена ($\alpha=0,80\div 0,90$).

Към посочените изисквания за състава на гориво-въздушната смес настоятелно се поставя и изискването за ограничаване на токсичността на отработилите газове (виж 1.2.2 и фиг. 1.15).

Като се сравнят характеристиките на елементарния (фиг. 2.12) и на идеалния (фиг. 2.14 и 2.15) карбуратор, се вижда, че елементарният карбуратор не осигурява приготвянето на гориво-въздушна смес с необходимия състав. Ако той бъде регулиран да приготвя гориво-въздушна смес за работа на двигателя при малко натоварване, при голямо натоварване ще приготвя много богата смес и двигателят ще работи неикономично. Възможно е при голямо натоварване въздушното отношение да се намали под долната граница на възпламеняемост.

Елементарният карбуратор не може да осигури нормална работа на двигателя и при празен ход, при потегляне и ускоряване на автомобила. Затова е необходимо характеристиката на елементарния карбуратор да се коригира, т.е. да се доближи до характеристиката на идеалния карбуратор, която напълно съответства на работните режими на двигателя.

При средни натоварвания на двигателя характеристиката на карбуратора се коригира с главната дозираща система. Тя включва дозиращата система на елементарния карбуратор и допълнителни приспособления за коригиране на състава на гориво-въздушната смес.

При напълно отворена дроселна клапа на карбуратора съставът на сместа се коригира от главната дозираща система съвместно с икономайзера.

Когато двигателят работи на празен ход с малка честота на въртене, дроселната клапа е затворена. Необходимият състав на сместа се осигурява от системата за празен ход на двигателя.

При малки натоварвания работят съвместно системата за празен ход и главната дозираща система.

За обогатяване на сместа при пускане на двигателя и при потегляне и ускоряване на автомобила се използват специални приспособления, вградени в карбуратора.

Практически оптимално регулиране на карбуратора по икономичност не може да се постигне по следните причини:

- икономичният състав на гориво-въздушната смес се изменя по сложен закон с изменение на честотата на въртене и натоварването на двигателя, какъвто карбураторът не може да осигури;

- при масовото производство не е възможно да се постигнат еднакви характеристики на карбураторите и затова производителите ги регулират за по-богата смес;

- икономичният състав на гориво-въздушната смес се изменя в процеса на експлоатация на двигателя поради изменения в състоянието му (образуване на нагар, влошаване на параметрите на запалителната уредба и др.);

- при изменение на атмосферните условия първоначалното регулиране на карбуратора се нарушава.

По тази причина карбураторните двигатели работят по-голяма част от времето на експлоатация с по-богата смес, отколкото се изисква за получаване на оптимални икономически показатели на двигателя.

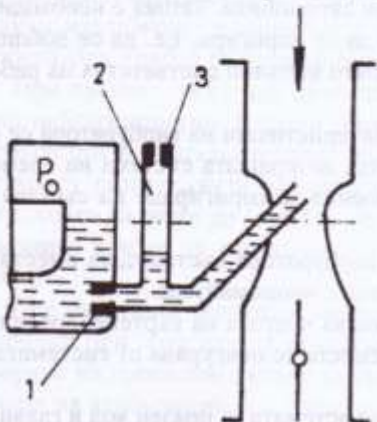
2.2.5. Главна дозираща система

Известни са следните методи за коригиране на състава на гориво-въздушната смес: намаляване на разреждането пред главния горивен жигльор; използване на

допълнителна компенсационна система; намаляване на разреждането в дифузора; намаляване на сечението на главния горивен жигльор с дозираща игла. Съвременните карбуратори са с коригиране на състава на сместа по първия метод.

Карбуратор с намаляване на разреждането пред главния горивен жигльор. Главната дозираща система на този карбуратор се отличава от дозиращата система на елементарния карбуратор по това, че има компенсационен кладенец 2, свързан с атмосферата чрез въздушен жигльор 3 (фиг. 2.16).

Когато двигателят не работи, нивото на горивото в компенсационния кладенец



Фиг. 2.16. Схема на карбуратор с намаляване на разреждането пред главния горивен жигльор: 1 - главен горивен жигльор; 2 - компенсационен кладенец; 3 - въздушен жигльор

е еднакво с нивото му в поплавъковата камера. При работещ двигател нивото на горивото в компенсационния кладенец се понижавя и разреждането в дифузора чрез разпръсквача се предава към главния горивен жигльор 1. Едновременно в компенсационния кладенец 2 през въздушния жигльор 3 постъпва въздух, поради което разреждането пред главния горивен жигльор се намалява.

Въздухът, който постъпва в компенсационния кладенец, се смесва с горивото, като образува с него емулсия (смес от гориво и въздушни мехури). Количеството на този въздух е нищожно в сравнение с това на въздуха, който преминава през дифузора, и не влияе на състава на сместа.

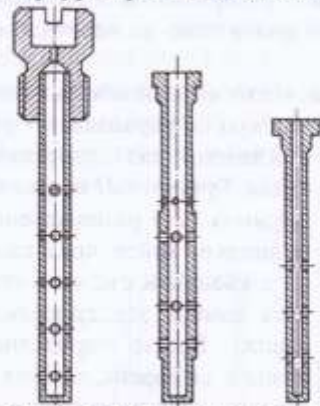
Скоростта, с която горивото изтича от главния жигльор, се определя от разреждането в компенсационния кладенец. Ако въздушния жигльор 3 се затвори, разреждането в компенсационния кладенец би било равно на това в дифузора и карбураторът ще работи като елементарен. Въздухът, който постъпва през въздушния жигльор, намалява разреждането в компенсационния кладенец, поради което скоростта, с която горивото изтича от главния жигльор, намалява. Чрез подбор на подходящ въздушен жигльор може да се получи такова изменение на разреждането в компенсационния кладенец, че при увеличаване на натоварването на двигателя (отваряне на дроселната клапа) сместа да се обеднява по определен начин.

В разглеждания карбуратор съставът на гориво-въздушната смес може да се измени както чрез въздушния, така и чрез горивния жигльор. При намаляване на пропускателната способност горивния жигльор съставът на сместа се изменя при всички работни режими на двигателя (при изменение на натоварването на двигателя от минималното до максималното). Въздушният жигльор оказва по-голямо влияние на състава на сместа при средно и голямо натоварване на двигателя.

Образуването на емулсия от гориво и въздух в компенсационния кладенец спомага за по-добро разпръскване на горивото и за по-пълното му изпаряване и смесване с въздуха в смесителната камера и пълнителния тръбопровод. За да се облекчи образуването на гориво-въздушната емулсия, в компенсационния кладенец се

поставя специална емулсионна тръбичка с отвори, през които въздухът се подава на различни нива и в определени зони на кладенеца (фиг. 2.17).

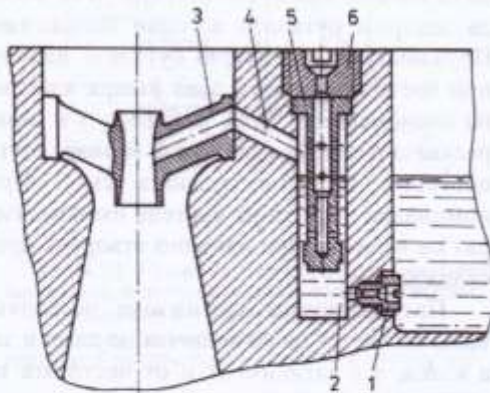
Карбураторите с намаляване на разреждането пред главния горивен жигльор се наричат още *емулсионни*. Поради простото си устройство, компактност, надеждност в експлоатацията и добро разпръскване на горивото те са най-разпространени. Типична конструктивна схема на главната дозираща система е показана на фиг. 2.18. Главният горивен жигльор *1* е разположен в долната част на поплавъковата камера. В компенсационния кладенец с концентрична хлабина е поставена емулсионната тръбичка *5*. Главният въздушен жигльор е разположен над емулсионната тръбичка. Чрез него вътрешния канал на емулсионната тръбичка се съединява с входната тръба на карбуратора. Емулсионният канал *4* свързва компенсационния кладенец с разпръсквача *3*.



Фиг. 2.17. Емулсионни тръбички

2.2.6. Спомагателни дозиращи системи

Икономайзерът служи да обогати гориво-въздушната смес до необходимия състав, за да може да се получи максимална мощност при напълно или почти напълно отворена дроселна клапа. Той може да работи самостоятелно или да бъде включен в главната дозираща система. Независимо от типа му икономайзерът може да бъде с механично или пневматично задвижване.



Фиг. 2.18. Типова конструктивна схема на главната дозираща система с коригиране на състава на сместа чрез намаляване на разреждането пред главния горивен жигльор:

1- главен горивен жигльор; *2*- компенсационен кладенец; *3*- разпръсквач; *4* емулсионен канал; *5*- емулсионна тръбичка; *6*- главен въздушен жигльор

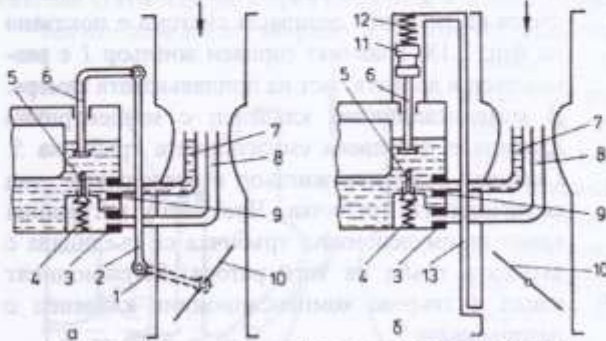
Когато икономайзерът работи самостоятелно, той има отделен разпръсквач (фиг. 2.19) и може да бъде със или без коригиране на подаването на гориво. В случай, че е без коригиране на подаването на гориво, икономайзерът работи като елементарен карбуратор и при по-големи разходи на въздух осигурява относително по-голямо обогатяване на гориво-въздушната смес.

Икономайзерът с механично задвижване (фиг. 2.19 *a*) се състои от жигльор *3*, разпръсквач *8*, клапан *5* с пружина *4*, лост *1*, свързан с оста на дроселната клапа, щанга *2* и прът *6*. При частично отворена дроселна клапа клапанът е затворен и не про-

пуска гориво. В карбуратора работи главната дозираща система с един или друг начин на коригиране на състава на сместа. Главната дозираща система е регулирана да подготвя гориво-въздушна смес с такъв състав, какъвто е необходим за ико-

номична работа на двигателя. Когато дроселната клапа се отвори почти напълно, лостът 1 чрез шангата 2 и пръта 6 отваря клапана 5. Под действие на разреждането в дифузора от поплавъковата камера през жигльора и разпръсквача 8 на икономайзера изтича гориво, което обогатява гориво-въздушната смес до необходимия състав за максимална мощност.

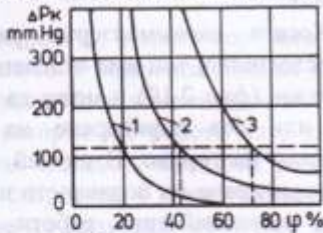
При пневматично задвижване (фиг. 2.19 б) отварянето на клапана на икономайзера се управлява от разреждането зад дроселната клапа. Буталото 11 с прът 6 и пружина 12 е разположено в цилиндър, който чрез канал 13 е съединен със смесителната камера зад дроселната клапа. Когато дроселната клапа е затворена, зад нея се създава голямо разреждане, което по канала 13 се предава в цилиндъра над буталото. Под действие на разреждането пружината се свива, буталото се задържа в горно положение и клапанът на икономайзера е затворен. При



Фиг. 2.19. Схема на икономайзер с отделен разпръсквач: а - с механично задвижване; б - с пневматично задвижване;

1 - лост; 2 - шанга; 3 - жигльор на икономайзера; 4 - пружина; 5 - клапан на икономайзера; 6 - прът; 7 - главен разпръсквач; 8 - разпръсквач на икономайзера; 9 - главен горивен жигльор; 10 - дроселна клапа; 11 - бутало; 12 - пружина; 13 - канал

постепенно отваряне на дроселната клапа разреждането зад нея се намалява. Кога-



Фиг. 2.20. Изменение на разреждането в пълнителния тръбопровод на карбураторен двигател в зависимост от ъгъла на отваряне на дроселна клапа при различни честоти на въртене:

1 - 600 min⁻¹; 2 - 1400 min⁻¹; 3 - 2400 min⁻¹

то се намали до 60÷120 mm Hg, то не може да задържи буталото в горно положение. Пружината 12 премества буталото надолу, при което чрез пръта 6 то отваря клапана на икономайзера. През жигльора 3 и разпръсквача 8 започва да изтича гориво, което обогатява гориво-въздушната смес. При номинална честота на въртене икономайзерът се включва при напълно отворена дроселна клапа.

Пневматичното задвижване позволява икономайзерът да се включва не само в зависимост от отварянето на дроселната клапа, а в зависимост и от честотата на въртене на колянвия вал. Колкото е по-ниска честотата на въртене, толкова при по-малък ъгъл на отваряне на дроселната клапа се включва икономайзерът. На фиг. 2.20 е показано изменението на разреждането в пълнителния тръбопровод на карбураторен двигател в зависимост от ъгъла на отваряне на дроселната клапа при различни честоти на въртене. При 600 min⁻¹ разреждането се понижава до 120 mm Hg, при което се включва икономайзерът, когато дроселната клапа се отвори едва 20% (крива 1). При 1400 min⁻¹ разреждането спада до 120 mm Hg при 43% отворена дроселна клапа (крива 2), а при 2400 min⁻¹ - при 72% отворена дроселна клапа (крива 3). Тази особеност на икономайзера с пневматично задвижване позволява

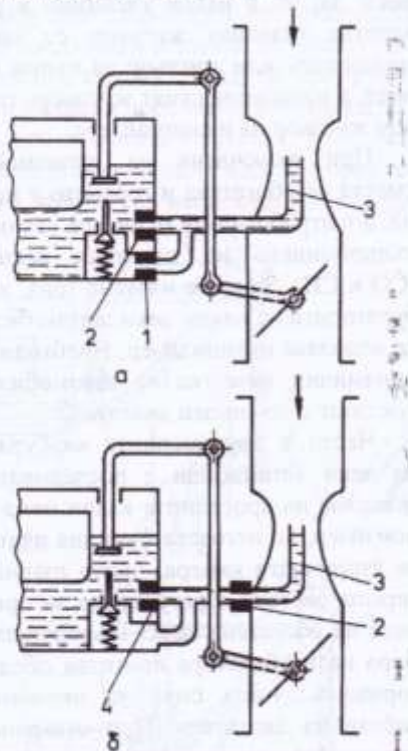
майки се управлява от разреждането зад дроселната клапа. Буталото 11 с прът 6 и пружина 12 е разположено в цилиндър, който чрез канал 13 е съединен със смесителната камера зад дроселната клапа. Когато дроселната клапа е затворена, зад нея се създава голямо разреждане, което по канала 13 се предава в цилиндъра над буталото. Под действие на разреждането пружината се свива, буталото се задържа в горно положение и клапанът на икономайзера е затворен. При

постепенно отваряне на дроселната клапа разреждането зад нея се намалява. Кога-

то се намали до 60÷120 mm Hg, то не може да задържи буталото в горно положение. Пружината 12 премества буталото надолу, при което чрез пръта 6 то отваря клапана на икономайзера. През жигльора 3 и разпръсквача 8 започва да изтича гориво, което обогатява гориво-въздушната смес. При номинална честота на въртене икономайзерът се включва при напълно отворена дроселна клапа.

Пневматичното задвижване позволява икономайзерът да се включва не само в зависимост от отварянето на дроселната клапа, а в зависимост и от честотата на въртене на колянвия вал. Колкото е по-ниска честотата на въртене, толкова при по-малък ъгъл на отваряне на дроселната клапа се включва икономайзерът. На фиг. 2.20 е показано изменението на разреждането в пълнителния тръбопровод на карбураторен двигател в зависимост от ъгъла на отваряне на дроселната клапа при различни честоти на въртене. При 600 min⁻¹ разреждането се понижава до 120 mm Hg, при което се включва икономайзерът, когато дроселната клапа се отвори едва 20% (крива 1). При 1400 min⁻¹ разреждането спада до 120 mm Hg при 43% отворена дроселна клапа (крива 2), а при 2400 min⁻¹ - при 72% отворена дроселна клапа (крива 3). Тази особеност на икономайзера с пневматично задвижване позволява

да се подобрят динамичните качества на автомобила. При ускоряване на автомобила дроселната клапа рязко се отваря, разреждането зад нея значително се намалява, икономайзерът се включва в работа и обогатява сместа. След като автомобилът се ускори, дроселната клапа се притваря до положение, при което се поддържа достигната честотата на въртене на колянвия вал. При това положение на дроселната клапа разреждането зад нея се увеличава и икономайзерът се изключва. Такова обогатяване на гориво-въздушната смес не може да се осъществи с икономайзер с механично задвижване, тъй като ускоряване с напълно отворена дроселна клапа се извършва много рядко, особено в градски условия.



Фиг. 2.21. Схема на икономайзер с механично задвижване, включен в главната дозираща система: а - успоредно; б - последователно; 1-жигльор на икономайзера; 2- главен горивен жигльор; 3-разпръсквач; 4- икономически жигльор

жигльора на тези икономайзери е значително по-малко от сечението на главния жигльор. Сечението на главния жигльор се избира за икономична гориво-въздушна смес ($\alpha=1,1$). Допълнителното количество гориво, което се подава през жигльора на икономайзера за обогатяване на сместа до мощностен състав ($\alpha=0,8-0,9$), съставлява 15÷25% от подаваното през главния жигльор количество гориво.

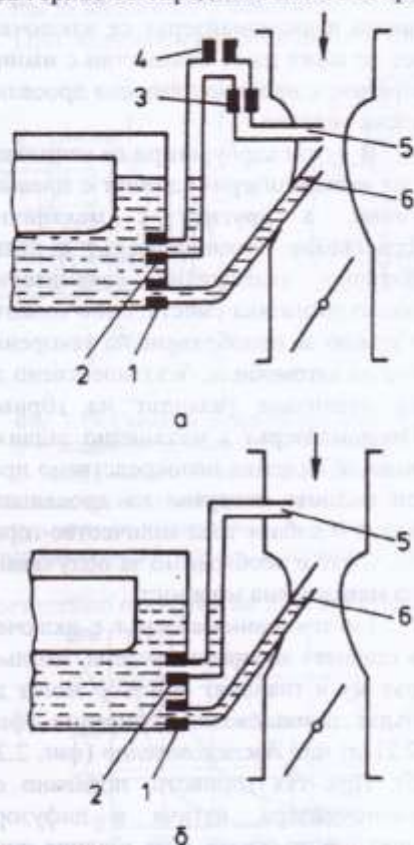
При икономайзера с последователно разположени жигльори (фиг. 2.21 б) икономическият жигльор 4 и главният жигльор 2 са поставени един след друг в канала на разпръсквача 3. При частично отворена дроселна клапа клапанът на икономайзера е затворен. Количеството на горивото, което изтича от разпръсквача, се

В някои карбуратори се използват два икономайзери- единият с пневматично, а другият с механично задвижване. Икономайзерът с пневматично задвижване сравнително малко обогатява сместа, само колкото е нужно за подобряване на ускорението на автомобила, без съществено да се увеличава разходът на гориво. Икономайзерът с механично задвижване се включва непосредствено преди пълното отваряне на дроселната клапа и добавя това количество гориво, което е необходимо за получаване на максимална мощност.

Когато икономайзерът е включен в главната дозираща система, жигльорът му и главният жигльор могат да бъдат разположени успоредно (фиг. 2.21 а) или последователно (фиг. 2.21 б). При тях горивото, подавано от икономайзера, изтича в дифузора през разпръсквача 3 на главния жигльор.

При успоредно разположение на жигльорите икономайзерът действа аналогично на икономайзера, работещ самостоятелно. Сечението на жи-

определя от разреждането в дифузора и от съпротивлението на двата жигльора. Когато дроселната клапа се отвори напълно, свързаната с нея шанга се премества надолу и отваря клапана на икономайзера. През клапана на икономайзера и главния жигльор започва да изтича допълнително количество гориво. Количеството на това гориво се определя само от съпротивлението на главния жигльор. Той се под-



Фиг. 2.22. Схема на икономат с разпръсквач, изведен в дифузора (а) и във входната тръба (б) на карбуратора:

1- главен горивен жигльор; 2- горивен жигльор на икономата; 3- емулсионен жигльор на икономата; 4- въздушен жигльор на икономата; 5- разпръсквач на икономата; 6- главен разпръсквач

бира с такава пропускателна способност, че гориво-въздушната смес да се обогатява до необходимия състав, при който двигателят развива максимална мощност. Затова в някои учебници и ръководства главният жигльор се нарича мощностен или жигльор за пълна мощност, а икономическият жигльор- главен или жигльор на икономайзера.

При включване на икономайзера сместа се обогатява и горенето е непълно, а в отработилите газове се увеличава съдържанието на токсични вещества (СО и СН). За да се избегне това, в карбураторите на някои леки автомобили не се използва икономайзер. Необходимите динамични качества на автомобила се постигат с по-мощен двигател.

Често в двукамерните карбуратори на леки автомобили с последователно отваряне на дроселните клапи няма икономайзер, но неговата функция изпълнява вторичната камера, чиято главна дозираща система е регулирана за приготвяне на обогатена смес. Първичната камера на карбуратора приготвя обеднена гориво-въздушна смес за икономична работа на двигателя. При отваряне на вторичната камера гориво-въздушната смес се обогатява. Тъй като относителното време на работа на двигателя с отворена дроселна клапа на вторичната камера с малко, по-ранното обогатяване

на гориво-въздушната смес в сравнение с икономайзера практически не се отразява на експлоатационния разход на гориво.

Икономатът е обогатително приспособление в някои карбуратори, предназначено да предотврати прекаленото обедняване на гориво-въздушната смес при висока честота на въртене и средно и голямо натоварване на двигателя. Икономатът работи успоредно на главната дозираща система в широк диапазон на натоварване. Той се поставя, когато при частично и голямо натоварване и висока честота

на въртене главната дозираща система преобеднява сместа. Той коригира характеристиката на карбуратора, като отстранява преобедняването на сместа.

В икономостата няма подвижни части. Той се включва и работи автоматично под въздействие на разреждането, което се създава в зоната, където е изведен неговият разпръсквач.

Използват се два вида икономостати. При единия разпръсквачът е изведен в горловината на дифузора (фиг. 2.22 а). По аналогия с главната дозираща система той има горивен 2 и въздушен 4 жигльор. Действието на икономостата започва при голям разход на въздух, т.е. при висока честота на въртене на колянвия вал. Създаденото в дифузора разреждане чрез разпръсквача 5 и емулсионния жигльор 3 се предава към въздушния и горивния жигльор на икономостата. От жигльора 2 изтича гориво, което се смесва с въздуха, преминаващ през въздушния жигльор 4. Образувалата се емулсия през емулсионния жигльор 3 и разпръсквача 5 постъпва в дифузора, където се смесва с въздуха. Този икономостат работи като главна дозираща система с намаляване на разреждането пред горивния жигльор.

При втория тип икономостат разпръсквачът е изведен във входната тръба на кар-

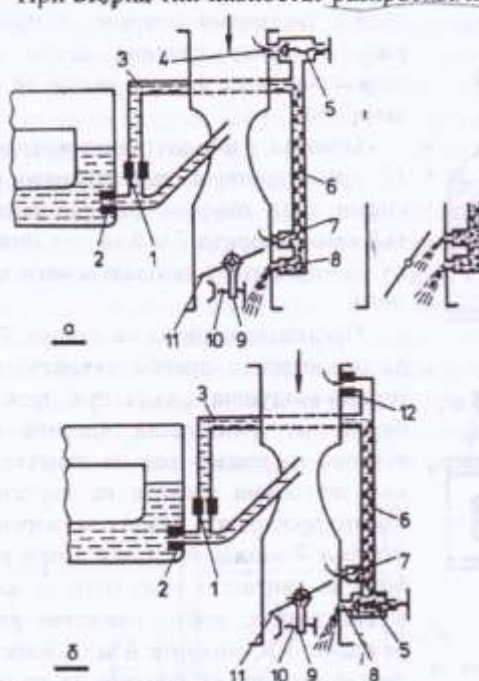
буратора (фиг. 2.22 б). Този икономостат няма въздушен жигльор и работи като елементарен карбуратор. При повишаване на честотата на въртене на колянвия вал над определена стойност скоростта на въздуха и разреждането във входната тръба на карбуратора се увеличават дотолкова, че през жигльора 2 на икономостата започва да изтича гориво.

Система за празен ход. При работа на двигателя на празен ход с минимална честота на въртене на колянвия вал дроселната клапа е почти напълно затворена. Разреждането в дифузора не превишава 10 mm H₂O и главната дозираща система не може да работи нормално.

За получаване на богата смес ($\alpha=0,55\pm 0,65$) се използва разреждането зад дроселната клапа, което при този режим достига 0,04±0,06 МРа и повече.

На фиг. 2.23 са показани схемите на две най-разпространени системи за празен ход, които се захранват от главната дозираща система.

При работа на двигателя на



Фиг. 2.23. Схема на система за празен ход: а- с регулиране на количеството на въздуха; б- с регулиране на количеството на емулсията;

1- горивен жигльор за празен ход; 2- главен горивен жигльор; 3- горивен канал; 4- отвор за въздух; 5- винт за регулиране на състава на гориво-въздушната смес; 6- емулсионен канал; 7- преходен изходен отвор; 8- изходен отвор; 9- лост на дроселната клапа; 10-винт за регулиране на минималната честота на въртене на празен ход; 11- дроселна клапа; 12- въздушен жигльор

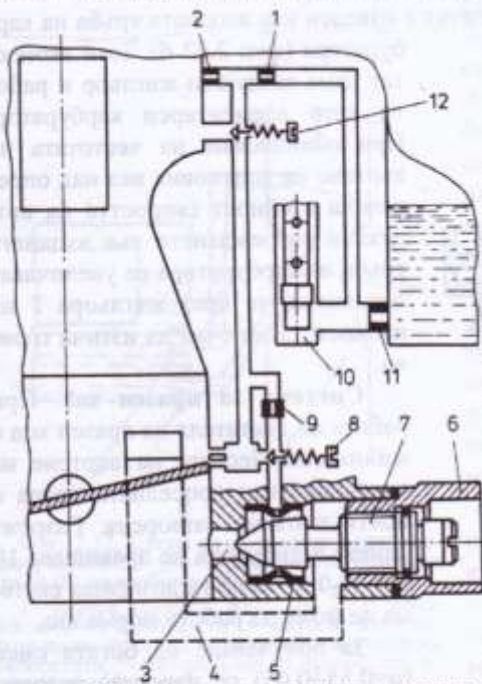
празен ход разреждането, което се създава зад дроселната клапа, през отвора 8 се разпространява в каналите 6 и 3 и достига поплавковата камера. Под действие на разликата в наляганията в поплавковата камера и каналите на системата за празен ход през главния горивен жигльор 2 изтича гориво, което преминава през горивния жигльор 1 на системата за празен ход и по канала 3 постъпва в канала 6, където се смесва с въздуха, засмукван в системата през регулируемия отвор 4 (фиг. 2.23 а) или през въздушния жигльор 12 (фиг. 2.23 б). Образувалата се гориво-въздушна емулсия се спуска надолу по канала 6. Когато достигне отвора 7, разположен пред дроселната клапа, гориво-въздушната емулсия се смесва допълнително с въздуха, засмукван през него, и изтича през изходния отвор 8 в смесителната камера на карбуратора. При излизането ѝ от изходния отвор горивната емулсия се подхваща от преминаващия между стените на смесителната камера и дроселната клапа въздух и се смесва с него. Така се образува гориво-въздушната смес.

Въздухът, който преминава през отворите 4 и 7 и жигльора 12, намалява разреждането пред горивния жигльор 1 за празен ход до 130÷300 mm H₂O. Това позволява жигльорът за празен ход да

бъде с по-голямо сечение. Жигльорите с малко сечение лесно се задръстват и се налага често да се почистват.

Отворът 4 и въздушният жигльор 12 предотвратяват възникването на сифон след спиране на двигателя, тъй като отворите 7 и 8 са под нивото на горивото в поплавковата камера.

Предназначението на отвора 7 е да предотврати преобедняването на гориво-въздушната смес при преминаване от минимална честота на въртене на празен ход на двигателя към по-голяма честота на въртене. Когато дроселната клапа е затворена, отворът 7 остава пред нея и при работа на двигателя през него се засмуква въздух, който намалява разреждането в каналите 6 и 3. Когато дроселната клапа започне да се отваря, отворът 7 остава зад нея и през него започва да изтича гориво-въздушна емулсия, т.е. отворът 7 не намалява разреждането в каналите 6 и 3. Благодарение на това, въпреки че при отваряне на дроселната клапа разреждането зад нея рязко намалява, системата за празен ход продъл-



Фиг. 2.24. Схема на автономната система за празен ход "Каскад":

1- горивен жигльор за празен ход; 2- въздушен жигльор за празен ход; 3- изходен отвор; 4- стъпаловиден въздушен канал; 5- дифузора с разпръскващи отвори; 6- държател на регулиращия винт; 7- винт за регулиране на минималната честота на въртене на празен ход; 8- винт за регулиране на състава на гориво-въздушната смес; 9- емулсионен жигльор; 10- компенсационен кладенец; 11- главен горивен жигльор; 12- винт за регулиране на състава на сместа на празен ход при настройване на карбуратора

жава да работи. При по-нататъшно отваряне на дроселната клапа количеството на въздуха през дифузора се увеличава, нараства разреждането в него и главната дозираща система започва да работи. Съвместната работа на системата за празен ход и главната дозираща система продължава до 40+50% от натоварването на двигателя, като с увеличаване на натоварването (т.е. увеличаване на отварянето на дроселната клапа) подаваното количество гориво от системата за празен ход постепенно намалява.

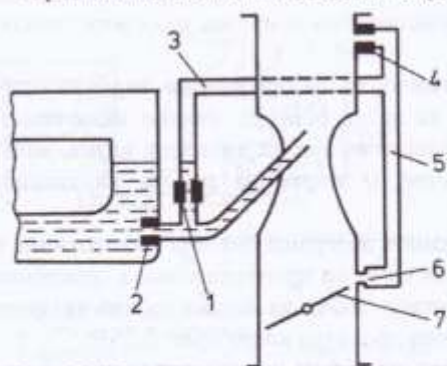
Системата за празен ход, която се захранва от главната дозираща система, при средно и голямо натоварване на двигателя работи като въздушна система и намалява разреждането пред главния горивен жигльор, т.е. проявява се като допълнително коригиращо приспособление на състава на сместа. Това става по следния начин. При средно и голямо натоварване дроселната клапа е отворена. Разреждането зад нея е по-малко от разреждането в дифузора. Поради това през отворите 7, 8 и 4 (12) и по каналите 6 и 3 постъпва въздух, който преминава през жигльора за празен ход 1 и намалява разреждането пред главния горивен жигльор 2. Така при средно и голямо натоварване системата за празен ход намалява количеството на горивото, което изтича през главния горивен жигльор.

Съставът на сместа при работа на двигателя на празен ход се регулира с винта 5. Възможни се два варианта. В единия случай (фиг. 2.23 а) с винта се изменя количеството на въздуха, който преминава през отвора 4. С това се изменя разреждането в системата за празен ход и количеството на горивото, което изтича през жигльора за празен ход. Във втория случай (фиг. 2.23 б) с винта 5 се изменя количеството на гориво-въздушната емулсия, която постъпва в смесителната камера на карбуратора. Регулирането на състава на сместа на празен ход чрез изменение на количеството на въздуха се прилага много рядко, тъй като обедняването или обогатяването на сместа на празен ход води до обедняването или обогатяването на сместа и при натоварване на двигателя. Чрез изменение на количеството на емулсията се регулира съставът на сместа само при работа на двигателя на празен ход.

Минималната честота на въртене при работа на двигателя на празен ход се регулира с опорния винт 10, който ограничава затварянето на дроселната клапа.

При голяма степен на сгъстяване ($\epsilon > 8$) е възможно след изключване на запалването двигателят да продължи да работи няколко секунди на празен ход със самовъзпламеняване на гориво-въздушната смес.

При ниска честота на въртене ($300-400 \text{ min}^{-1}$) температурата на работната смес в края на сгъстяването достига необходимата стойност за самовъзпламеняване на сместа. Това явление се избягва, като едновременно с изключване на запалването се прекратява подаването на гориво от системата за празен ход. За целта се използва електромагнитен клапан, който при изключване на запалването затваря горивния жигльор или изходния отвор



Фиг. 2.25. Схема на преходна дозираща система: 1- горивен жигльор на преходната система; 2- главен горивен жигльор; 3- горивен канал; 4- въздушен жигльор на преходната система; 5- емулсионен канал; 6- изходен отвор; 7- дроселна клапа

на системата за празен ход.

Разгледаната система за празен ход не осигурява добро смесване на горивото с въздуха. Въздухът преминава през две сърповидни хлабини между дроселната клапа и стените на смесителната камера. Гориво-въздушната емулсия постъпва в смесителната камера като струя и там се смесва с въздуха. Образувалата се гориво-въздушна смес е нееднородна и затова двигателят работи устойчиво само с богатата смес. Смесообразуването и горенето значително се подобряват при *автономна система за празен ход*, която е устроена както главната дозираща система (фиг. 2.24). В тялото на смесителната камера на карбуратора е изработен стъпаловиден канал 4, в който е запресуван дифузорт 5. Сечението на дифузора и на изходния отвор 3 се регулира с винта 7. В дифузора са пробити 6-8 отвора, които служат като разпръсквачи на системата за празен ход.

При работа на празен ход дроселната клапа е напълно затворена. Въздухът преминава през стъпаловидния канал и дифузора. В дифузора се създава разреждане, което през разпръсквачите отвори се предава в камерата около дифузора, а от там през емулсионния жигльор 9 и емулсионния канал- до горивния 1 и въздушния 2 жигльор за празен ход. Горивото постъпва от главната дозираща система. Образувалата се гориво-въздушна емулсия преминава в камерата около дифузора през емулсионния жигльор и през отвор, чието сечение се регулира с винта 8. През разпръсквачите отвори гориво-въздушната емулсия постъпва в дифузора, където от въздушния поток горивото се разпръсква и смесва с въздуха. С винта 8 се регулира количеството на гориво-въздушната емулсия и съответно- съставът на гориво-въздушната смес, а с винта 7- количеството на гориво-въздушната смес и съответно минималната честота на въртене празен ход. С винта 12 се регулира съставът на гориво-въздушната смес при настройка на карбуратора. След това винтът 12 се пломбира. Тъй като през отвора, чието сечение се изменя с винта 8 преминава само малка част от гориво-въздушната емулсия, съставът на гориво-въздушната смес чрез винта 8 може да се регулира в сравнително тесни граници и съответно концентрацията на СО в отработилите газове се изменя незначително. За образуването на еднородна гориво-въздушна смес спомага и това, че въздухът по канала 4 постъпва в дифузора тангенциално и следователно придобива в него въртеливо движение. Разгледаната автономна система за празен ход е известна под условното название "Каскад".

Преходната дозираща система се използва в двукамерни карбуратори с последователно включване на камерите, за да се осигури плавно включване в работа на втората камера при малки ъгли на отваряне на дроселна клапа, когато разреждането в дифузора не е достатъчно за нормална работа на главната дозираща система.

По схема и принцип на действие преходната дозираща система е аналогична на системата за празен ход. Отличава се от нея само по пропускателната способност на жигльорите и по това, че няма изходен отвор, който да подава гориво-въздушна емулсия в смесителната камера при затворена дроселна клапа (фиг. 2.25).

При затворена дроселна клапа изходният отвор б на преходната система е пред дроселната клапа, където няма разреждане и системата не работи. Когато дроселната клапа започне да се отваря, изходният отвор остава зад нея и под действие на разреждането което се образува зад клапата, преходната система започва да подава

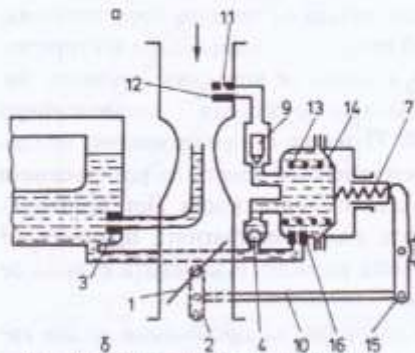
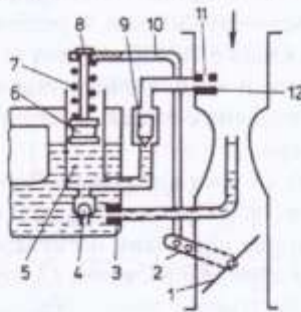
гориво-въздушна емулсия. С увеличаване отварянето на дроселната клапа постепенно главната дозираща система започва да подава гориво, а подаването на гориво през преходната система намалява и при голямо натоварване съвсем се прекратява.

Ускорителната помпа служи за кратковременно обогатяване на гориво-въздушната смес при рязко отваряне на дроселната клапа. Използват се два типа ускорителни помпи - бутални и диафрагмени. Те биват с механично и пневматично задвижване.

Буталната ускорителна помпа с механично задвижване обикновено е разположена в поплавъковата камера (фиг. 2.26 а). Тя се състои от цилиндър 5, бутало 6, всмукателен клапан 4, нагнетателен клапан 9, разпръсквач 12 и части на задвижването и.

Буталото се изработва от цинкова сплав. То може да бъде уплътнено с кожен маншет (уплътнителен пръстен) или се поставя с голяма хлабина в цилиндъра, през която при постепенно отваряне на дроселната клапа горивото преминава над него. Всмукателният клапан е сачмен или пластинков и свободно се премества в гнездото си. Най-често се използва сачмен клапан. Нагнетателният клапан е иглен или сачмен, притискан към седлото от слаба пружина.

Разпръсквачът е с малък изходен отвор (с диаметър $0,4-0,7$ mm), и се разпо-



Фиг. 2.26. Схема на ускорителна помпа:

а - бутална; б - диафрагмена;
1 - дроселна клапа; 2 - лост; 3 - главен горивен жиглър; 4 - всмукателен клапан; 5 - цилиндър; 6 - бутало; 7 - пружина; 8 - прът; 9 - нагнетателен клапан; 10 - шанга; 11 - отвор; 12 - разпръсквач на ускорителната помпа; 13 - възвратна пружина; 14 - диафрагма; 15 - двураменен лост; 16 - калиброван отвор

га над дифузора. За да не се засмуква гориво от разпръсквача на ускорителната помпа, когато двигателя работи с постоянно натоварване, близо до изхода на разпръсквача се пробива отвор 11, който отстранява разреждането в системата на ускорителната помпа.

Когато дроселната клапа 1 е затворена, буталото се намира в горно положение. През всмукателния клапан горивото запълва цилиндъра. При бавно отваряне на дроселната клапа буталото постепенно се спуска надолу и горивото през всмукателния клапан се връща обратно в поплавъковата камера или преминава над него.

При рязко отваряне на дроселната клапа буталото бързо се премества надолу, потокът гориво премества всмукателния клапан надолу и го притиска до седлото му. По този начин всмукателният клапан се затваря. Налягането в цилиндъра се повишава, нагнетателният клапан се отваря и през разпръсквача горивото на тънка струя се впръсква във въздушния поток. Опитно е установено, че за нормална работа на двигателя при потеглине и ускоряване на автомобила ускорителна-

та помпа трябва да подава гориво в продължение на $1\div 2$ s. Това се постига, като щангата 10 от механизма за задвижване на помпата действа на буталото чрез пружината 7. При рязко отваряне на дроселната клапа пружината се свива и постепенно, в продължение на $1\div 2$ s, премества буталото надолу. При притваряне на дроселната клапа цилиндърът отново се напълва с гориво.

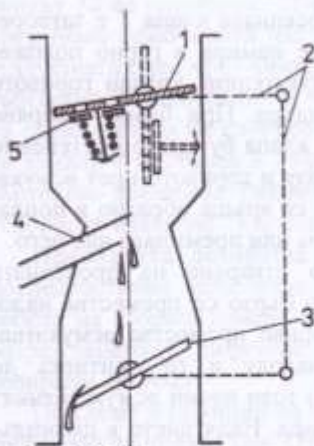
В началото на отварянето на дроселната клапа обедняването на сместа е най-интензивно. Затова задвижващия механизъм на ускорителната помпа е построен така, че в началния период на отваряне на дроселната клапа ходът на буталото да бъде най-голям. Ходът на буталото и впръскваното количество гориво зависят от работната дължина на лоста, поставен на оста на дроселната клапа, с който се задвижва помпата. Обикновено работната дължина на лоста може да се изменя на две степени. През зимата тя се увеличава, за да се увеличи количеството на впръскваното гориво.

Задвижването на ускорителната помпа често се обединява с това на икономайзера.

В някои карбуратори задвижването на ускорителната помпа е пневматично. По принцип на действие то е подобно на пневматичното задвижване на икономайзера. Пневматичното задвижване е по-сложно и по-капризно.

Диафрагмената ускорителна помпа (фиг. 2.26 б) се състои от диафрагма 14, възвратна пружина 13, всмукателен клапан 4, нагнетателен клапан 9, разпръсквач 12 и механизъм за задвижване. Когато дроселната клапа е затворена, под действието на възвратната пружина диафрагмата се намира в крайно дясно положение. Камерата, разположена вляво от диафрагмата, е запълнена с гориво, което постъпва през всмукателния клапан от поплавковата камера.

При рязко отваряне на дроселната клапа лостът 15 чрез пружината 7 премества



Фиг. 2.27. Схема на въздушната клапа

1- въздушна клапа; 2- щанги; 3- дроселна клапа; 4- разпръсквач; 5- автоматичен клапан

диафрагмата наляво. При това налягането на горивото в камерата се повишава, нагнетателният клапан се отваря и през разпръсквача 12 горивото се впръсква във въздушния поток. От лоста 15 към диафрагмата силата се предава чрез пружина, за да се удължи времето за впръскване на горивото. Налягането, с което се впръсква горивото, зависи от коравината на пружината 7 и от сечението на разпръсквача. Отворът 11 предотвратява предаването на разреждането от зоната на разпръсквача в камерата на ускорителната помпа. При притваряне на дроселната клапа възвратната пружина 13 връща диафрагмата надясно и камерата отново се напълва с гориво.

При бавно отваряне на дроселната клапа горивото от камерата през калиброван отвор 16 се връща в поплавковата камера.

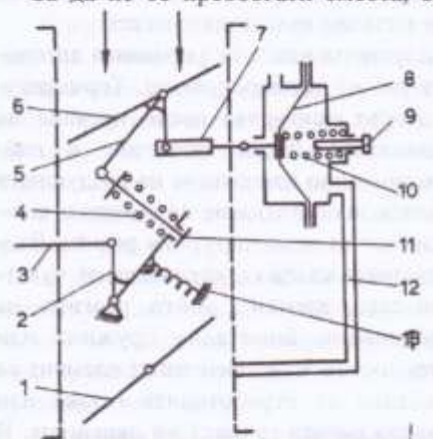
Пусково приспособление. При пускане на двигателя колянният вал се върти с малка честота на въртене ($50\div 100 \text{ min}^{-1}$), поради което скоростта на въздуха в дифузора е незначителна и изтичащото гориво лошо се разпръсква и изпарява. За да се пусне

студен двигател, сместа трябва значително да се обогати и да се създадат условия за интензивно изпаряване на леките фракции на горивото, така че съдържанието на пари в гориво-въздушната смес да бъде достатъчно за безотказното и възпламеняване. Това се постига чрез създаване на достатъчно голямо разреждане в карбуратора и в пълнителния тръбопровод. За пускане на двигателя в карбуратора се вграждат различни приспособления.

Въздушна клапа. В повечето от карбураторите е монтирана въздушна клапа, разположена във входната тръба пред дифузора и разпръсквачите (фиг. 2.27). Тя обикновено се управлява ръчно с жило от мястото на водача. Въздушната клапа 1 чрез система от лостове и щанги 2 е свързана кинематично с дроселната клапа 3 така, че при затворена въздушна клапа дроселната е отворена на около $10-12^\circ$.

При пускане на двигателя въздушната клапа се затваря, поради което разреждането в карбуратора рязко се увеличава. Под действие на разреждането от главната дозираща система и от системата за празен ход започва да изтича гориво, което се стича по дроселната клапа и стейите на смесителната камера и пълнителния тръбопровод. Леките фракции на горивото в разредената среда бързо се изпаряват и получената гориво-въздушна смес постъпва в цилиндрите на двигателя. Ако в някои от цилиндрите постъпва смес, която по състав е в границите на възпламеняемост, тя се възпламенява от електрическата искра между електродите на запалителната свещ и двигателят започва да работи самостоятелно. Щом двигателят започне да работи, температурата на цилиндрите се повишава и по-голяма част от горивото се изпарява.

За да не се преобогати сместа, въздушната клапа е снабдена с автоматичен



Фиг. 2.28. Схема на въздушна клапа с пневматичен регулатор

1- дроселна клапа; 2- двураменен лост; 3- жило; 4 и 10- пружини; 5- двураменен лост на въздушната клапа; 6- въздушна клапа; 7- кулиса; 8- диафрагма; 9- ограничителен винт; 11- прът; 12- канал; 13- възвратна пружина

клапан 5, който се отваря под действието на увеличилото се разреждане в момента на пускане на двигателя и през него постъпва въздух. В някои карбуратори въздушната клапа се отваря полуавтоматично. В този случай въздушната клапа е разположена несиметрично на оста ѝ. Оста на клапата се съединява със задвижващия лост чрез междинен лост с пружина. Пружината държи клапата затворена. Когато двигателят започне да работи и разреждането в карбуратора се увеличи, поради несиметричното разположение на клапата върху оста въздушния поток я отваря, като преодолява силата на пружината. Такава въздушна клапа предотвратява прекомерното обогатяване на гориво-въздушната смес при отваряне на дроселната клапа през време на затопянето на двигателя и особено при движение на автомобила с

недостатъчно затоплен двигател и притворена въздушна клапа.

След затопянето на двигателя въздушната клапа трябва да се отвори напълно.

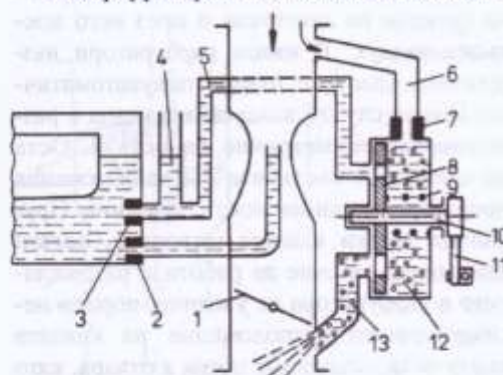
В някои карбуратори се използва въздушна клапа, която след пускане на двигателя автоматично се отваря от пневматичен (вакуумен) регулатор (фиг. 2.28). Въздушната клапа 6 е разположена несиметрично спрямо оста. На оста на въздушната клапа е закрепен двураменен лост 5, ставно свързан с прът 11 и кулиса 7. Кулисата е съединена с диафрагмата 8. Диафрагмената камера чрез канал 12 се съединява със смесителната камера зад дроселната клапа. При пускане на двигателя въздушната клапа се затваря, като се изтегля жилото 3. Двухраменният лост 2 чрез пружина 4 завърта лоста 5 и въздушната клапа.

Разреждането, което се получава при въртене на колянвия вал от стартера, не е достатъчно за отваряне на въздушната клапа. При възпламеняването на сместа в цилиндричестотата на въртене се увеличава и разреждането под въздушната клапа нараства. Под действие на разреждането въздушната клапа преодолява силата на пружината 4 и частично се отваря.

При по-нататъшното увеличение на честотата на въртене разреждането продължава да нараства. По канала 12 то се предава в диафрагмената камера. Когато разреждането стане достатъчно, силата на пружината 10 се преодолява, диафрагмата се изтегля надясно и чрез кулисата допълнително отваря въздушната клапа. Винтът 9 ограничава максималното отваряне на въздушната клапа от диафрагмата. По този начин при увеличаване на разреждането в смесителната камера разглежданото пусково приспособление автоматично, пропорционално на разреждането, отваря въздушната клапа. Затова опасността от спиране на двигателя от преобогатяване на сместа е минимална.

След затопляне на двигателя жилото се отпуска. Възвратната пружина 13 чрез лоста 2, пръта 11 и двухраменния лост 5 отваря напълно въздушната клапа.

В карбураторите на някои автомобили въздушната клапа се управлява автома-



Фиг. 2.29. Принципно схемата на пусков карбуратор

1- дроселна клапа; 2- главен горивен жиглдор; 3- горивен жиглдор на пусковия карбуратор; 4- компенсационен кладенец на пусковия карбуратор; 5- горивен канал; 6- въздушен канал на пусковия карбуратор; 8- шибър; 9- пружина; 10- вал; 11- лост; 12- емулсионна камера; 13- изходен канал;

тично от терморегулатор. Терморегулаторът осигурява лесно пускане на двигателя, бързо затопляне и най-рационално използване на въздушната клапа за обогатяване на сместа в зависимост от температурния режим. Въздушната клапа се управлява от чувствителен елемент, който реагира на топлината- биметална пружина или термостат. Чувствителният елемент се загрева от отработилите газове или охлаждащата течност на двигателя. В процеса на затопляне на двигателя терморегулаторът постепенно отваря въздушната клапа. Когато температурата на двигателя достигне нормалната, клапата се отваря напълно. Чрез лостов механизъм в зависимост от отварянето на въздушната клапа посте-

пенно дроселната клапа се затваря.

Пусков карбуратор. При използване на въздушна клапа с ръчно управление дозирането на пусковото количество гориво е неопределено. Неумелото ѝ използване води до излишно преобогатяване на сместа, т.н. "задавяне" на двигателя с гориво, което усложнява пускането му.

Пусковият карбуратор осигурява постоянен и напълно определен състав на гориво-въздушната смес при пускане и затопляне на двигателя. Той се вгражда в тялото на основния карбуратор, но действа самостоятелно. Има отделна дозираща система и затова може да регулира независимо от другите дозиращи системи.

Принципната схема на пусков карбуратор, вграждан в карбуратори **Солекс** и **Иков**, е показана на фиг. 2.29. Той има горивен 3 и въздушен 7 жигльор. Включва се ръчно от мястото на водача. Системата за управление на пусковия карбуратор се състои от плосък шибър 8, притискан плътно до тялото на карбуратора от пружина 9, и лост за завъртане на шибъра 11 с вал 10. В шибъра има отвори за пропускане на горивото и гориво-въздушната емулсия, които се отварят само при пускане на двигателя.

При пускане на двигателя дроселната клапа се затваря. Шибърът се завърта така, че отворите му да съединяват емулсионната камера 12 с горивния жигльор 3 чрез канал 5 и компенсационен кладенец 4. При завъртане на колянния вал със стартера зад дроселната клапа се създава разреждане, което по канала 13, емулсионната камера, канала 5 и компенсационния кладенец се предава на горивния жигльор 3. През жигльора започва да изтича гориво, което в емулсионната камера се смесва с въздуха, преминаващ през въздушния жигльор 7. Образувалата се гориво-въздушна емулсия по канала 13 изтича зад дроселната клапа.

След пускане на двигателя в зависимост от нарастването на честотата на въртене на колянния вал гориво-въздушната смес постепенно се обеднява, тъй като поради нарасналото разреждане горивото от компенсационния кладенец се изчерпва и през кладенеца започва да се засмуква въздух. По този начин количеството на горивото, което изтича от жигльора 3, се определя само от нивото на горивото в поплавъковата камера, т.е. не зависи от разреждането зад дроселната клапа.

Разгледаният пусков карбуратор е с ръчно управление. Използват се и пускови карбуратори с автоматично управление, в които шибърът се завърта от биметална спирална пружина. Биметалната пружина е разположена в камерата, през която преминава въздух, затоплян от отработилите газове на двигателя. След пускането на двигателя температурата на отработилите газове се повишава, биметалната пружина се нагрива и постепенно завърта шибъра до пълното изключване на пусковия карбуратор.

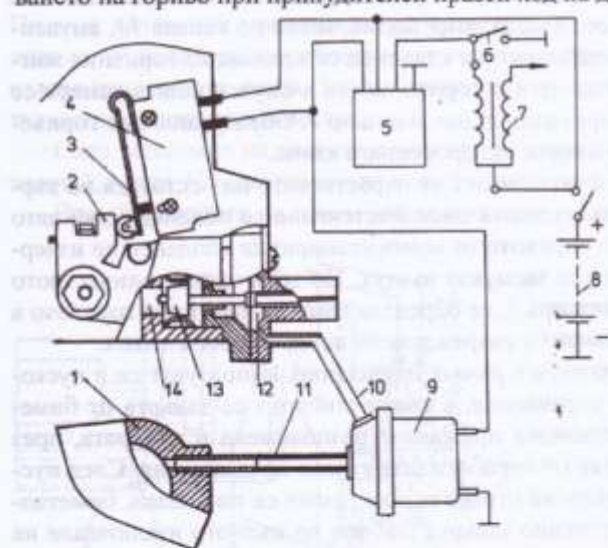
Икономайзер на принудителния празен ход. При принудителен празен ход колянният вал на двигателя се върти от трансмисията на автомобила- кинетичната енергия, натрупана в автомобила при движението му, се изразходва за преодоляване на механичните и помпените загуби в двигателя. Дроселната клапа е затворена както за работа на двигателя на празен ход с минимална честота на въртене, но трансмисията върти колянния вал с няколкократно по-висока честота. Поради това разреждането в пълнителния тръбопровод и в цилиндрите на двигателя достига до $0,08 \div 0,085$ МПа. Количеството гориво-въздушна смес, което постъпва в цилиндрите за един работен цикъл, намалява и се увеличава количеството на оста-

тъчните газове. В резултат на това процесът на горене рязко се влошава, става неустойчив или съвсем се прекратява.

Поради голямото разреждане в цилиндриче постъпва и масло от картера. Освен това гориво-въздушната смес, постъпваща в цилиндриче в началната фаза на принудителния празен ход, е силно преобогатена, тъй като поради рязкото увеличаване на разреждането в пълнителния тръбопровод пълзящият горивен слой, останал от предходния товарен режим, бързо се изпарява.

При принудителен празен ход с отработилите газове в атмосферата се изхвърлят продукти на непълното горене (СО), неизгоряло гориво (СН) и масло. На този режим, в зависимост от типа на автомобила, дътните условия и индивидуалните качества на водача, двигателят работи 12÷30% от общото време на движение на автомобила.

За да се намалят разходът на гориво и токсичността на отработилите газове при работа на двигателя на принудителен празен ход, в карбуратора се въвеждат различни приспособления. Те или ограничават разреждането в пълнителния тръбопровод и с това намаляват засмукването на масло от картера, но увеличават подаването на гориво-въздушна смес в цилиндриче, или напълно прекратяват подаването на гориво при принудителен празен ход на двигателя.



Фиг. 2.30. Схема на икономайзера на принудителния празен ход на карбуратора Озон (автомобил ВАЗ 2105)

1- пълнителен тръбопровод; 2- лост на дроселната клапа на първичната камера; 3- лост на микропревключвателя; 4- микропревключвател; 5- управляващ електронен блок; 6- прекъсвач; 7- запалителна бобина; 8- акумулаторна батерия; 9- електро-пневматичен клапан; 10 и 11- тръбопровод; 12- вакуумна камера; 13- регулираща игла; 14- изходен отвор на системата за празен ход

Към приспособленията, които ограничават разреждането в пълнителния тръбопровод, се отнасят *демпферът на дроселната клапа* и *регулаторът на положението на дроселната клапа*. Демпферът забавя затварянето на дроселната клапа при отпускане на педала при принудителен празен ход на двигателя. По този начин се ограничават нарастването на разреждането в пълнителния тръбопровод и в цилиндриче постъпва достатъчно количество гориво-въздушна смес за нормално горене.

Освен това пълзящият горивен слой от стените на пълнителния тръбопровод постепенно се изпарява и с това се избягва преобогатяването на гориво-въздушната смес в началната фаза. Регулаторът на положението на дроселната клапа не позволява при принудителен празен ход дроселната клапа да се затвори напълно. По този начин разреждането в пълнителния тръбопровод се ограничават, а в цилиндриче постъпва достатъчно количество гориво-въздушна смес за нормално горене. Дро-

селната клапа се затваря напълно, когато честотата на въртене се намали до минималната честота на празен ход. Тези устройства имат съществен принципен недостатък - увеличават разхода на гориво и влошават ефективността на двигателя като спиралка.

Устройството, което прекратява подаването на гориво, се нарича *икономайзер за принудителния празен ход*. В системата за празен ход се въвежда клапан, който при принудителен празен ход автоматично изключва подаването на гориво. Клапанът затваря горивния жигльор или изходния отвор на системата за празен ход. Обикновено клапанът се управлява от електромагнит.

Принципната схема на икономайзера, вграден в карбуратора **Озон**, е показана на фиг. 2.30. В управляващия електронен блок 5 се подава информация за честотата на въртене на колянвия вал от прекъсвача 6 на запалителната система. Към карбуратора е закрепен микропревключвател 4 и лост 3. Когато дроселната клапа е затворена, а честотата на въртене превишава $1500 \div 1600 \text{ min}^{-1}$, което съответства на принудителен празен ход на двигателя, в намотката на електропневматичния клапан 9 не се подава ток. Чрез тръбопровода 10 клапанът съединява вакуумната камера 12 с атмосферата, при което диафрагмата премества регулиращата игла 13 и затваря изходния отвор 14 на системата за празен ход. При отваряне на дроселната клапа или при понижаване на честотата на въртене под $1200 \div 1260 \text{ min}^{-1}$ в намотката на електропневматичния клапан се подава ток, при което чрез тръбопроводите 10 и 11 той съединява вакуумната камера с пълнителния тръбопровод 1. Под действието на разреждането диафрагмата на вакуумната камера изтегля регулиращата игла и системата за празен ход се включва отново.

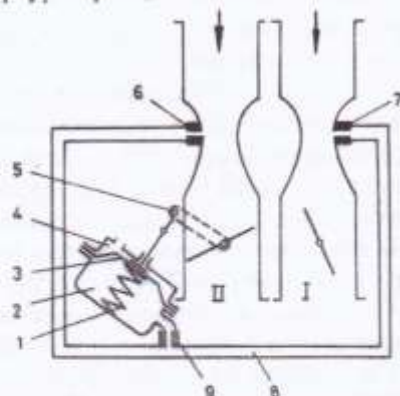
Чрез икономайзера на празния ход не се отстранява напълно изхвърлянето на въгледороди в атмосферата. В началната фаза на принудителен празен ход в атмосферата се изхвърля неизгоряло гориво, което се е съдържало в пълнителния тръбопровод като пълзящ горивен слой по стените при затваряне на клапана.

2.2.7. Многокамерни карбуратори

Карбураторите, които имат един главен въздушен канал, се наричат *еднокамерни*. Карбураторите с два главни въздушни канала се наричат *двуканални*.

Двуканалните карбуратори са с последователно или едновременно отваряне на дроселните клапи.

Карбураторът с последователно включване на камерите (отваряне на дроселните клапи) се поставя на един общ пълнителен тръбопровод, който захранва всички цилиндри на двигателя. Карбураторът с едновременно отваряне на дроселните клапи се поставя на общ тръбопровод, който захранва всички цилиндри, или на разделен



Фиг. 2.31. Схема на пневматичен механизъм за управление на дроселната клапа на вторичната камера
1 - пружина; 2 - вакуумна камера; 3 - диафрагма; 4 - камера; 5 - лост на оста на дроселната клапа на вторичната камера; 6, 7 и 9 - жигльори; 8 - канал

трьбопровод, всяка секция на който захранва група цилиндри.

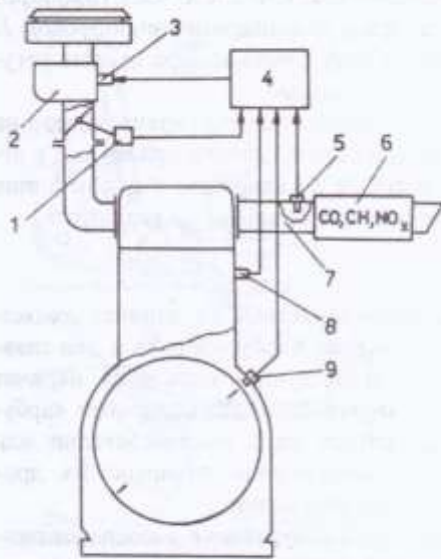
Двухамерни карбуратори се използват в четири-, шест- и осемцилиндрови редови и V-образни двигатели. В осемцилиндрови V-образни двигатели се използват и четирикамерни карбуратори. Те имат две поплавъкови камери и четири главни въздушни канала и по същество представляват два двухамерни карбуратора с последователно включване на камерите.

С поставяне на многокамерен карбуратор съществено се намалява съпротивлението на пълнителната уредба на двигателя и се увеличава напълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес. Затова при поставяне на двухамерен карбуратор вместо еднокамерен мощността на двигателя се увеличава с около 8%, при четирикамерен вместо двухамерен - с около 9%.

В двухамерните карбуратори с последователно включване на камерите при работа на двигателя с малко и средно натоварване гориво-въздушната смес се приготвя само в едната камера. При малко натоварване на двигателя разходът на въздух е сравнително малък, но тъй като той преминава през дифузора само на едната камера, разреждането в дифузора е достатъчно за качествено дозиране и разпръскване на горивото. При голямо натоварване количеството на въздуха се увеличава и ако той преминава само през единия дифузор, съпротивлението на дифузора би било много голямо и запълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес би

се влошило. Затова при по-голямо натоварване се включва и втората камера. Количеството на въздуха е по-голямо, но по-голямо е и сечението, през което преминава, поради което разпръскването на горивото не се влошава, а съпротивлението на пълнителната система не се увеличава. Втората камера започва да се включва при отваряне на дроселната клапа на първата до 60÷70%. Двете дроселни клапи се отварят напълно едновременно. Това се осъществява със специален механизъм.

В някои карбуратори се използва пневматичен (вакуумен) механизъм за управление на дроселната клапа на вторичната камера (фиг. 2.31). Пневматичният механизъм се състои от диафрагма 3, пружина 1, вакуумна камера 2, камера 4, жигльори 6 и 7 и канал 8. Камерата 4 е съединена с атмосферата, а вакуумната камера 2 - чрез жигльора 9, канала 8 и жигльорите 6 и 7 с дифузорите на двете камери на карбуратора. Диафрагмата е свързана с лоста 5 на дроселната клапа на вторичната камера.



Фиг. 2.32. Принципна схема на карбуратор с електронно управление

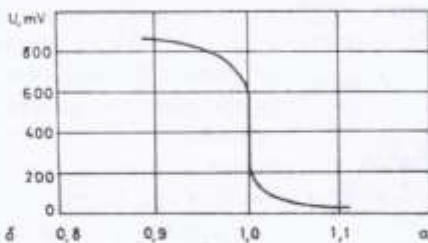
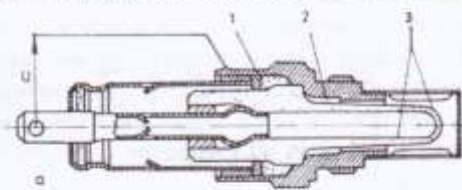
1- преобразувател на положението на дроселната клапа; 2- карбуратор; 3- изпълнителен орган за управление на състава на гориво-въздушната смес; 4- управляващ електронен блок; 5- кислороден преобразувател; 6- трикомпонентен каталитичен неутрализатор; 7- изпускателен тръбопровод; 8- преобразувател за температурата на охлаждащата течност; 9- преобразувател за честотата на въртене

При работа на двигателя разреждането в дифузорите през жигльорите 6 и 7, канала 8 и жигльора 9 се предава във вакуумната камера. Специален механизъм (на схемата не е показан) блокира дроселната клапа на вторичната камера. Тя може да се отвори след като дроселната клапа на първичната камера се отвори на $\frac{2}{3}$ от пълния си ход. При затваряне на дроселната клапа на първичната камера блокиращият механизъм затваря и дроселната клапа на вторичната камера.

Когато дроселната клапа на първичната камера се отваря на $\frac{2}{3}$ от пълния си ход, блокиращият механизъм освобождава дроселната клапа на вторичната камера. Ако разреждането, предавано от дифузора на първичната камера във вакуумната камера, е достатъчно да преодолее силата на пружината 1, диафрагма та се изтегля на определен ход и чрез лоста 5 отваря дроселната клапа на вторичната камера. Ъгълът, на който дроселната клапа се отваря, зависи от разреждането. При по-нататъшно увеличаване на натоварването на двигателя дроселната клапа на първичната камера продължава да се отваря. Поради увеличаващото се разреждане в дифузора на първичната камера дроселната клапа на вторичната камера продължава да се отваря, като ъгълът на отварянето ѝ се определя от разреждането в дифузорите на двете камери и от съотношението на сеченията на жигльорите 7 и 6.

При дадено положение на педала за управление на карбуратора дроселната клапа на първичната камера е отворена на определен ъгъл. Ако натоварването на двигателя се намали, честотата на въртене на колянвия вал се увеличава. Увеличава се количеството на въздуха, който преминава през дифузорите на двете камери и разреждането в тях нараства. При това дроселната клапа на вторичната камера се отваря допълнително и по-голямо количество въздух започва да преминава

през вторичната камера. По този начин напълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес се подобрява, а освен това съставът на сместа, приготвяна от карбуратора, по-добре съответства на работния режим на двигателя. Ако натоварването на двигателя се увеличи, честотата на въртене на колянвия вал се намалява. Поради по-малкото количество въздух, което преминава през дифузорите, разреждането в тях се намалява и дроселната клапа на вторичната камера се притваря на определен ъгъл от първоначалното си положение. По този начин скоростта на въздуха в първичната камера малко се намалява и разпръскването не се влошава.



Фиг. 2.33. Кислороден преобразувател (а) и неговата характеристика (б)
1- тяло; 2- чувствителен елемент; 3- платинени електроди

При ускоряване на автомобила дроселната клапа на първичната камера рязко се отваря, но дроселната клапа на вторичната камера се отваря едва когато честотата на въртене на колянвия вал достигне определена стойност. По този начин при ускоряване въздухът преминава през по-малко сечение, скоростта му е по-

голяма, подава се повече гориво и разпръскването е по-добро. Така се подобрява ускоряването на автомобила.

2.2.8. Карбуратори с електронно управление

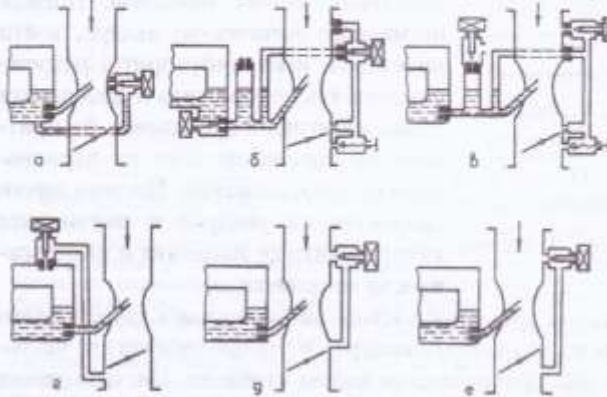
За нормалното функциониране на трикомпонентен каталитичен неутрализатор съставът на гориво-въздушната смес трябва да бъде равен или близък до стехиометричния ($\alpha=0,97\div 1,03$) (виж. 1.2.2). Съставът на сместа може да се поддържа в такива тесни граници само от карбуратор с електронно управление с обратна връзка (фиг. 2.32). В изпускателния тръбопровод се поставя специален преобразувател 5, който подава информация в управляващия електронен блок 4 за наличието на свободен кислород в отработилите газове (кислороден преобразувател).

При отклоняване на състава на гориво-въздушната смес от стехиометричния състав управляващият електронен блок чрез изпълнителния орган 3 по съответен начин изменя подаваното количество гориво от карбуратора.

Кислородният преобразувател (фиг. 2.33) представлява по същество галваничен елемент, чувствителен към съдържанието на кислород в отработилите газове и съдържанието на кислород в атмосферния въздух. При липса на кислород в отработилите газове (богата гориво-въздушна смес) голямата разлика между парциалното налягане на кислорода в атмосферния въздух и в отработилите газове поражда напрежение около 1V. При наличие на кислород в отработилите газове (бедна гориво-въздушна смес) напрежението спада почти до нула.

Чувствителният елемент на кислородния преобразувател представлява керамично тяло 2, изработено на базата на циркониев диоксид ZrO_2 . От вътрешната и външната страна повърхността на керамичното тяло е покрита с газопроницаеми платинени електроди 3. Преобразувателят се завива в изпускателната тръба така, че външната страна на чувствителния елемент е в контакт с отработилите газове, а вътрешната страна - с атмосферния въздух. От графиката се вижда, че изходното напрежение рязко се изменя при отклонение на състава на сместа от стехиометричния ($\alpha=1$).

Работата на кислородния преобразувател е ефективна само ако температурата му е в определени граници ($300\div 900^\circ C$). За подобряване на работата на двигателя



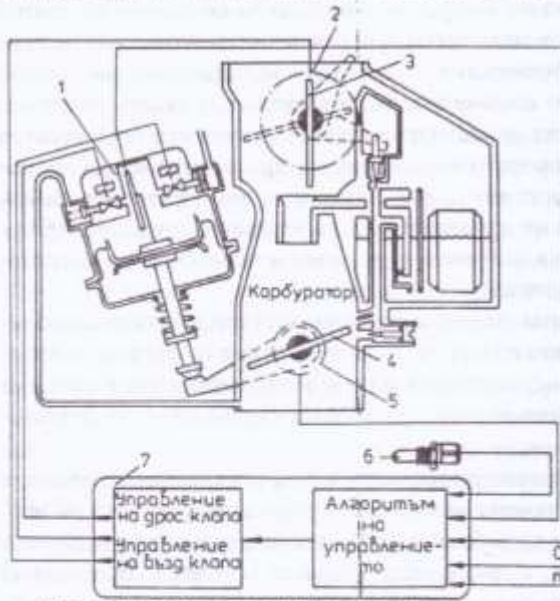
Фиг. 2.34. Начини за управление на гориво-въздушната смес в карбуратора

при ниски температури са разработени преобразуватели с вграден нагревател, който осигурява бързото им включване в работа след пускане на двигателя и стабилизиране на температурата им около оптималната за функционирането им ($850^\circ C$).

Фирмата Ford произвежда кислороден преобразувател, разработен на основата на титанов диоксид (TiO_2), който се различава по принцип на действие от циркони-

евия. TiO_2 е полупроводник, който в присъствие на молекули кислород в околната среда има голямо специфично съпротивление. При рязко намаляване на парциалното налягане на кислорода, каквото е в отработилите газове при стехиометричен състав на гориво-въздушната смес, от кристалната решетка на TiO_2 се губят атоми O_2 и се увеличава количеството на свободните електрони, поради което електрическото съпротивление се намалява. Това свойство е използвано в титановия преобразувател.

Използват се различни начини за управление на състава на гориво-въздушната смес, приготвена от карбуратора: регулиране на сечението на допълнителен горивен жигльор (фиг. 2.34 а), регулиране на сечението на горивния жигльор (фиг. 2.34 б) или на въздушния жигльор (фиг. 2.34 в) на главната дозираща система и на системата за празен ход, регулиране на налягането (разреждането) в поплавъковата камера (фиг. 2.34 г), пропускане на въздух покрай дифузора (фиг. 2.34 д) или зад дроселната клапа (фиг. 2.34 е). За работата на карбуратора няма значение дали се регулира сечението на горивния или на въздушния жигльор. Регулирането на ефективното сечение на жигльора с профилна игла има ред неудобства. Положението на регулиращата игла може да се управлява със стълков електродвигател или с електромагнит с линеен потенциометър, но поради неизбежните вибрации при работа на двигателя тя трудно се задържа в определено положение. Освен това конструкцията на такъв изпълнителен орган е сложна. Ето защо обикновено



Фиг. 2.35. Схема на карбуратор Ecotronic:

1- пневматичен изпълнителен механизъм за управление на положението на дроселната клапа на празен и принудителен празен ход; 2- изпълнителен механизъм за управление на положението на въздушната клапа; 3- въздушна клапа; 4- дроселна клапа; 5- преобразувател на положението на дроселната клапа; 6- преобразувател на температурата на охлаждащата течност; 7- управляващ електронен блок

сечението на жигльора се регулира от бързодействащ електромагнитен клапан, управляван чрез правоъгълни токови импулси с постоянна честота- ефективното сечение на клапана е пропорционално на относителното време, през което клапанът е отворен. За обедняване на гориво-въздушната смес ефективното сечение на горивния жигльор се намалява, а на въздушния жигльор се увеличава.

В управляващия електронен блок се подава информация за наличието на кислород в отработилите газове, за честотата на въртене на колянния вал, за положението на дроселната клапа и за температурата на охлаждащата течност от съответните преобразуватели 5, 9, 1 и 8 (фиг. 2.32). Обратната връзка, осъществявана от кислородния преобразувател, се изключва при пускане на студен двигател, при

пълно натоварване и при рязко ускоряване. При тези работни режими на двигателя дозирането на горивото се управлява по специална програма или не се управлява.

Карбураторът Ecotronic, разработен от фирмите Pierburg и Bosch, е широко разпространен. Карбураторът има главна дозираща система с коригиране на състава на сместа чрез намаляване на разреждането пред горивния жигльор, класическа система за празен ход с автоматично регулиране на разреждането в емулсионния канал, класическа преходна система и икономайзер. Тези системи осигуряват необходимия състав на гориво-въздушната смес само при установен работен режим и затоплен двигател. Електронната система за управление коригира състава и количеството на гориво-въздушната смес при пускане, затопляне, ускоряване, празен и принудителен празен ход на двигателя чрез изменение на положението на въздушната 3 и дроселната 4 клапа (фиг. 2.35). Чрез въздушната клапа се коригира съставът на гориво-въздушната смес при товарни режими и при пускане, затопляне, ускоряване и празен ход на двигателя, а чрез дроселната клапа се изменя количеството на гориво-въздушната смес при затопляне и празен ход и се изключва подаването на гориво-въздушна смес при принудителен празен ход и при спиране на двигателя. Положението на дроселната клапа се управлява чрез пневматичен изпълнителен механизъм 1. Изпълнителният механизъм 2 за управление на въздушната клапа включва стъпков електродвигател и лостов механизъм. При изменение на положението на въздушната клапа с помощта на лостовия механизъм и профилна игла се изменя сечението на въздушния жигльор на системата за празен ход. В пневматичния изпълнителен механизъм е вграден потенциометричен преобразувател на преместването на подвижния ограничител на затворено положение на дроселната клапа. По същество пневматичният механизъм управлява положението на подвижния ограничител на дроселната клапа. В подвижния ограничител е вграден преобразувател на затвореното положение на дроселната клапа. В управляващия електронен блок 7 постъпва информация и за температурата на охлаждащата течност и положението на дроселната клапа от съответните преобразуватели 6 и 5, както и за честотата на въртене n и за наличието на O_2 в отработилите газове (от кислороден преобразувател).

На празен ход на двигателя управляващата система чрез въздействие на положението на въздушната и дроселната клапа, т.е. чрез изменение на състава и количеството на гориво-въздушната смес, поддържа определена минимална честота на въртене на колянвия вал независимо от температурата и състоянието на двигателя.

При пускане на двигателя отначало дроселната клапа е напълно отворена, а въздушната клапа- затворена. Колянвият вал се върти с пусковата честота на въртене. След като двигателят започне да работи и честотата на въртене се увеличава, въздушната клапа бързо се отваря, а дроселната клапа се притваря. В началния период на затоплянето на двигателя честотата на въртене се увеличава, постепенно въздушната и дроселната клапа се притварят, като съответно се постигат необходимото количество и състав на гориво-въздушната смес за работа на двигателя на празен ход.

При ускоряване на двигателя в началния момент на отваряне на дроселната клапа въздушната клапа се притваря, за да се обогати сместа. Това заменя работа-

та на ускорителната помпа, като се избягва преобедняването на сместа. При по-нататъшното ускоряване въздушната клапа постепенно се отваря.

При принудителен празен ход на двигателя (затворена дроселна клапа и честота на въртене, по-висока от определена стойност) подаването на гориво-въздушна смес се изключва, като пневматичният механизъм освобождава дроселната клапа да се затвори напълно, при което изходните отвори на системата за празен ход остават пред клапата.

С карбуратора **Ecotronic** разходът на гориво се намалява с около 15% в сравнение с обикновен карбуратор, тъй като се намалява времето за пускане и затопляне на двигателя, управлява се честотата на въртене на празен ход, при средни натоварвания сместа се обеднява, а при ускоряване съставът на гориво-въздушната смес по-пълно съответства на оптималния състав за този режим. Карбураторът има възможност да работи и с обратна връзка за наличието на кислород в отработилите газове при използване на трикомпонентен каталитичен неутрализатор.

2.3. Уредби за впръскване на бензин с електронно управление

2.3.1. Общи сведения за електронните системи за управление. Определяне на програмата за управление

Общи сведения. Електронните системи за управление на двигателите с вътрешно горене се различават по структура, алгоритъм на действието, способност за смонастройване (адаптиране) и начин на обработване на информацията.

По своята структура електронните системи за управление биват *отворени* и *затворени*. В управляващия електронен блок на отворените системи се подава информация за всички съществени външни въздействия, на които е подложен двигателят, но управляваният изходен параметър не се контролира, т.е. управляващият електронен блок не получава информация за резултатите от управлението.

В затворената система има *обратна връзка* - в управляващия електронен блок се подава информация за резултатите от управлението. Управляващите въздействия се формират не само от зададената, но и от действителната стойност на управлявания изходен параметър, т.е. от разликата между двете стойности. Тази разлика има такъв знак, че под нейно влияние управлявания изходен параметър се изменя в посока към намаляването ѝ (отрицателна обратна връзка). Затворената система постоянно се стреми да поддържа управляваната величина в съответствие със зададената стойност независимо от това, по каква причина се изменя управляваната величина. Тъй като управляващият електронен блок формира управляващите въздействия въз основа на разликата между зададената и действителната стойност на управляваната величина, не е необходимо да се подава информация за външните въздействия, на които двигателят е подложен.

Според характера на алгоритъма на действие системите за управление биват *стабилизиращи*, *програмни* и *следящи*. Стабилизиращите системи поддържат постоянна зададена стойност на управляваната величина. Обикновено стабилизиращите системи са затворени, тъй като обратната връзка осигурява по-голяма точност и надеждност на стабилизирането.

Програмните системи осигуряват изменение на управляващите въздействия по определена програма. Тези системи са отворени.

В следящите системи задаваната стойност на управляваната величина се изменя по произволен закон. Те могат да се разглеждат като развитие на затворените стабилизиращи системи, когато зададената стойност на управляваната величина е променлива.

Самонастройващите се (адаптивни) системи за управление непрекъснато избират оптималната стойност на управляваната величина. Затова те се наричат *оптимизатори* или екстремни регулатори.

Според начина на обработване на информацията в управляващия блок електронните системи за управление биват *аналогови* или *цифрови*. В аналоговите системи сигналът е непрекъснат и е аналог на физическата величина, а в цифровите системи – прекъснат (дискретен). Разновидност на цифровите са *микропроцесорните системи*. Съвременните системи за управление на двигателите с вътрешно горене са микропроцесорни.

В бензиновите двигатели се използват електронни системи за управление на отделни уредби и системи на двигателя (впръскване на бензин, карбуратор, ъгъл на изпреварване на запалването, изключване на цилиндри, рециркулация на отработили газове и др.) и за *комплексно управление* на двигателя (впръскване на бензин и ъгъл на изпреварване на запалването, ъгъл на изпреварване на запалването и рециркулация на отработили газове и др.). Съвременните системи за комплексно управление на двигателя, в зависимост от тяхната сложност, могат да управляват голям брой въздействия и системи на двигателя, за да се получат оптимални мощностни, икономически и токсични показатели:

- продължителност на впръскването на гориво индивидуално за всеки цилиндър;
- състав на гориво-въздушната смес;
- дроселиране на пряното работно вещество при пълненето;
- изпреварване на впръскването на гориво и/или на запалването;
- налягане на впръскването на гориво;
- фази на газоразпределението и повдигане на клапаните;
- интензивност на завихрянето на работната смес в цилиндрите;
- газодинамично регулиране на пълнителния тръбопровод;
- подаване на въздух при работа на двигателя на празен ход;
- налягане на свръхпълнене;
- температура на въздуха след компресора при свръхпълнене;
- количество на рециркулиращите газове;
- подаване на вторичен въздух в газови неутрализатор;
- изключване на цилиндри;
- равномерност на натоварването на цилиндрите;
- степен на сгъстяване;
- улавяне на парите на горивото;
- температура на охлаждащата течност и масло;
- включване и изключване на системи и агрегати (горивна помпа, кондиционер, системи за нагряване на неутрализатора и др.);
- предупредителна сигнализация и аварийна защита;
- диагностика на двигателя и на управляващата система.

Наборът от тези функции за всеки конкретен двигател е различен.

Определяне на програмата за управление на впръскването на бензин.

Двигателят с вътрешно горене е с дискретен (прекъснат) процес на горене- в него химичната енергия на горивото се превръща в топлина на отделни порции. За всеки работен цикъл в цилиндъра на двигателя изгаря определена доза гориво. Затова е необходимо дозирането да се определя от параметър, който характеризира количеството и състоянието на гориво-въздушната смес във всеки отделен цикъл. Цикловото количество гориво ($G_{ц}$ mg/цикъл или $Q_{ц}$ mm³/цикъл) при необходимото въздушно отношение се определя от цикловото количество въздух:

$$G_{в.ц} = V_s \cdot \eta_v \cdot \rho_0,$$

където V_s е ходовият обем на цилиндъра;

η_v - коефициентът на пълнене;

ρ_0 - плътността на въздуха (виж 1.1.2).

Коефициентът на пълнене зависи от разреждането (или абсолютното налягане) в пълнителния тръбопровод, честотата на въртене и топлинното състояние на двигателя, а плътността на околния въздух - от температурата му и атмосферното налягане. Разреждането (абсолютното налягане) в пълнителния тръбопровод зависи от съчетанието на две величини - положението на дроселната клапа и честотата на въртене. Затова цикловото количество въздух може да се определи по една от следните функции:

$$G_{в.ц} = f_1(\Delta p_k, n, p_0, T_0, T_{o.t}); \quad G_{в.ц} = f_2(p_k, n, p_0, T_0, T_{o.t}); \quad G_{в.ц} = f_3(\varphi, n, p_0, T_0, T_{o.t});$$

Където Δp_k е разреждането в пълнителния тръбопровод;

p_k - абсолютното налягане в пълнителния тръбопровод;

n - честотата на въртене;

p_0 - атмосферното налягане;

T_0 - температурата на околния въздух;

$T_{o.m}$ - температурата на охлаждащата течност;

φ - ъгълът, на който е отворена дроселната клапа.

Цикловото количество въздух може да се определи и като функция на секундният разход на въздух и честотата на въртене:

$$G_{в.ц} = f_4(Q_B, n, p_0, T_0); \quad G_{в.ц} = f_5(G_B, n);$$

Където Q_B е секундният разход на въздух по обем;

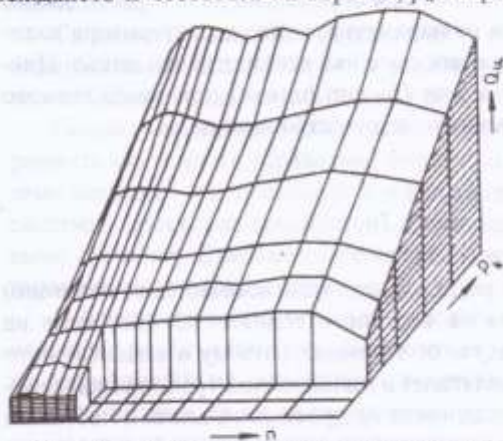
G_B - секундният разход на въздух по маса.

Стойностите на въздушното отношение, при което се получават максимална мощност, минимален специфичен ефективен разход на гориво и минимална концентрация на токсични вещества (CO , CH и NO_x) зависят от работния режим на двигателя (натоварване и честота на въртене, а при изменение на натоварването се променя положението на дроселната клапа и съответно разреждането и абсолютното налягане в пълнителния тръбопровод, секундният разход на въздух), от топлинното състояние на двигателя и от външните условия, т.е. от същите параметри, от които зависи и цикловият разход на въздух.

Вижда се, че цикловото количество гориво е сложна функция на няколко променливи и определянето на програмата за дозиране на горивото е свързано с редица трудности.

Основната програма за управление на подаването на гориво се определя при нормални атмосферни условия ($p_0 = 760$ mm Hg, $T_0 = 20 \pm 5^\circ C$), затоплен двигател и

установен работен режим. В този случай цикловото количество гориво се определя от съчетанието само на два входни параметъра: Δp_k - n при управление по разреждането и честотата на въртене, p_k - n при управление по абсолютно налягане и честотата на въртене φ - n при управление по ъгъла на отваряне на дроселната клапа и честотата на въртене, Q_B - n или G_B - n при управление по секундният разход на въздух и честотата на въртене. Интервалът на изменение на входните параметри се разделя на определен брой подинтервали. При различните съчетания на така определените стойности на входните параметри се снемат регулировъчни характеристики на двигателя по състава на сместа. При опитите освен мощността и разходът на гориво се измерват и концентрациите на токсичните вещества в отработилите



Фиг. 2.36. Основна програма за управление на дозирането на горивото при параметри Δp_k и n

газове. От регулировъчните характеристики се определят оптималните стойности на цикловото количество гориво. Оптималната стойност на цикловото количество гориво съответства на минималния специфичен ефективен разход на гориво или на максималната мощност при ограничена до действащите норми концентрация на токсичните вещества. Като се знае производителността на електромагнитните дюзи, определя се продължителността на управляващия токов импулс за всяко съчетание на входните параметри:

$$\tau = f_1(\Delta p_k, n); \tau = f_2(p_k, n); \tau = f_3(\varphi, n); \tau = f_4(Q_B, n); \tau = f_5(G_B, n);$$

Основната програма за управление на подаването на гориво геометрично се представя като повърхнина (фиг. 2.36). На всяко съчетание на входните параметри (в случая на p_k и n) отговаря определено циклово количество гориво, оптимално по приетите критерии, и съответна продължителност на управляващия токов импулс.

Цикловото количество гориво и съответно продължителността на управляващия токов импулс от основната програма на управление трябва да се коригира в зависимост от атмосферното налягане, температурата на околния въздух и на охлаждащата течност и от работния режим на двигателя. Корекциите могат да се изразят като коефициенти, по които се умножават стойностите от основната програма.

При регулиране на цикловото количество гориво по абсолютното налягане в пълнителния тръбопровод или по масовия секунден разход на въздуха G_B , ако не се отчита влиянието на противоналягането при изпускане на отработилите газове, може да се приеме, че цикловото количество гориво не зависи от p_0 . В действителност изменението на противоналягането при изпускане на отработилите газове не трябва да се пренебрегва. При по-ниско атмосферно налягане се подобрява почистването на цилиндъра от отработили газове. При еднакво абсолютно налягане в пълнителния тръбопровод при това се подобрява запълването на цилиндъра с въздух. За по-точно програмиране на подаването на гориво трябва да се въвежда корекция по атмосферното налягане при всички работни режими.

Когато цикловото количество гориво се регулира по разреждането в пълнителния тръбопровод, положението на дроселната клапа или обемния секунден разход на въздух, атмосферното налягане влияе непосредствено върху плътността на въздуха. При понижаване на атмосферното налягане напълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес се намалява, минималният специфичен разход на гориво е при относително по-богата смес. Цикловото количество гориво трябва да се коригира в зависимост от атмосферното налягане, като се отчитат изменението на напълването на цилиндрите и необходимостта гориво-въздушната смес да се обогатява при намаляване на атмосферното налягане.

При понижаване на температурата на околния въздух се подобрява напълването на цилиндрите с въздух (увеличава се неговата плътност) и съответно цикловото количество гориво трябва да се коригира.

Топлинното състояние на двигателя, което се определя с температурата на охлаждащата течност, влияе както на запълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес, така и на характера на смесообразуването и горенето. Затова е необходимо количеството на горивото да се коригира в зависимост от $T_{ом}$.

При пускане на студен двигател условията за изпаряване на горивото са особено неблагоприятни. За да се образува годна за възпламеняване гориво-въздушна смес, горивната уредба трябва да подава 2÷3 пъти повече гориво за цикъл. В някои уредби за впръскване на бензин при пускане на двигателя в пълнителния тръбопровод се подава допълнително количество гориво от специална пускова дюза, която се включва за определено време в зависимост от температурата на охлаждащата течност.

В процеса на затопляне на двигателя трябва да се подава допълнително количество въздух, което в зависимост от повишаването на температурата на охлаждащата течност постепенно да се намалява и при 60÷70°C подаването му да се прекрати. За целта е нужен съответен регулатор.

За по-бързото ускоряване на автомобила е необходимо при рязко отваряне на дроселната клапа гориво-въздушната смес за 1,5÷2 s да се обогати.

При принудителен празен ход подаването на гориво се изключва. Информация за изключване на подаването на гориво може да бъде съвпадането на два сигнала-затворена дроселна клапа и праг на честотата на въртене, зависещ от температурата на охлаждащата течност. Подаването на гориво се възстановява при честота на въртене със 150÷200 min⁻¹ по-ниска- така се осигурява устойчива работа на двигателя.

2.3.2. Уредби за впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод

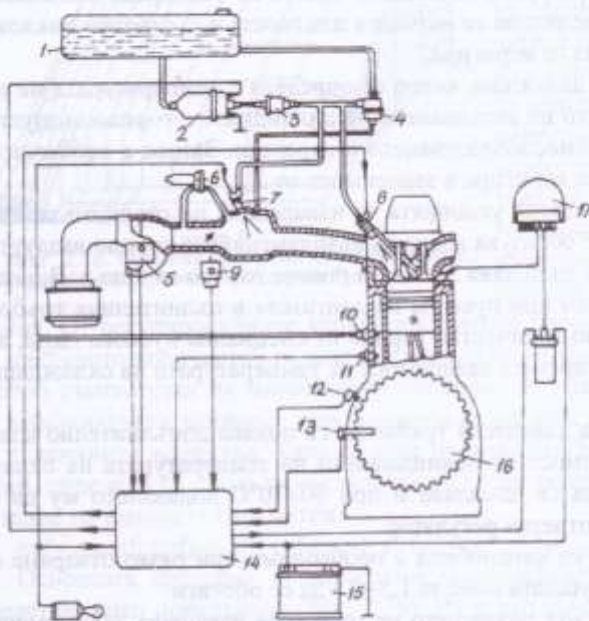
Първа фирмата Bendix (САЩ) през 1957 г. е произвела система за впръскване на бензин с електронно управление. Управляващият блок на тази система е изграден с електронни лампи и е имал ниска надеждност, поради което производството ѝ било прекратено. Серийно производство на автомобили с уредба за впръскване на бензин с електронно управление започва през 1967 г, когато фирмата VW започва да поставя на своите автомобили, експортирани в САЩ, апаратура Bosch.

Фирма Bosch произвежда няколко електронни системи за впръскване на бензин. В първата от тях- D-Jetronic- основните входни параметри са абсолютното налягане в пълнителния тръбопровод и честотата на въртене. Управляващият блок на системата е аналогов. Системата L-Jetronic отначало е с аналогов управляващ

блок, а след това с микропроцесорен. Съвременните системи за впръскване на бензин са микропроцесорни и затова тук като примери се разглеждат микропроцесорни системи на фирмата Bosch, която е световен лидер в тази област.

Системата L-Jetronic. Названието на системата е съставено от три съкращения: L- от нем. Lade (точна порция); jet- от англ. (струя) и tronic- традиционно окончание на съвременни технически термини, което означава отмерено по количество впръскване на бензин, прекъсващо се и разпределено по цилиндрите. Основен управляващ параметър на системата е разходът на въздух по обем.

Електрическата помпа 2 (фиг. 2.37) засмуква гориво от резервоара 1 и през



Фиг. 2.37. Схема на електронна система за впръскване на бензин L-Jetronic с микропроцесорен управляващ блок:

1- резервоар; 2- горивна помпа; 3- филтър; 4- регулатор на налягането; 5- разходомер на въздуха с вграден в него преобразувател на температурата на въздуха; 6- регулатор на допълнителния въздух; 7- пускова дюза; 8- електромагнитна дюза; 9- преобразувател на положението на дроселния клапан; 10- термореле за време; 11- преобразувател на температурата на охлаждащата течност; 12- преобразувател на честотата на въртене; 13- преобразувател на положението на колянния вал; 14- управляващ електронен блок; 15- акумулаторна батерия; 16- зъбен венец; 17- токоразпределител

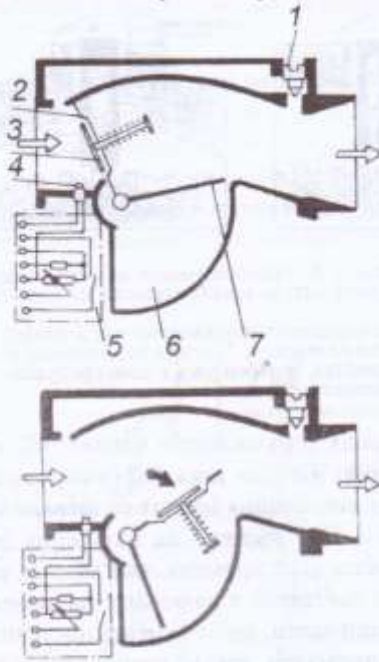
от температурата на охлаждащата течност чрез преобразувателя 11.

Разходомер на въздуха. Въздухът, преминава през въздушния филтър и разходомера 5, попада в разпределителя (широка тръба), откъдето по отделни тръбопровода постъпва в цилиндрите. В зависимост от разхода на въздух за единица време клапанът 2 на разходомера (фиг. 2.38) се задържа в определено положение от въздушния поток (противодейства спирална възвратна пружина). Клапанът е свързан с потенциометър, който подава в управляващия електронен блок сигнал във вид на напрежение. Разходът на въздух за единица време в зависимост от ра-

филтърта 3 го нагнетява в общ тръбопровод (акумулатор на налягане), в който регулаторът 4 поддържа такова налягане, че разликата между налягането на горивото и налягането в пълнителния тръбопровод остава винаги постоянна 0,2 МПа. Общият тръбопровод е съединен с електромагнитните дюзи 8, които при подаване на управляващ ток им се отварят и впръскват бензин към пълнителните клапани на двигателя. Продължителността на управляващите токени импулси се определя главно от обемния разход на въздуха и честотата на въртене, измерени съответно от разходомера 5 и преобразувателя 12. Тя се коригира в зависимост от температурата на въздуха чрез преобразувател, вграден в разходомера, и

ботния режим на двигателя се изменя в широки граници, като отношението на минималния разход към максималния е около 1:40. За да се поддържа постоянна точност на измерването в целия диапазон на изменение на разхода на въздух, зависимостта между ъгъла на завъртане на клапата 2 и пропусканото количество въздух е логаритмична. Потенциометърът преобразува ъгловото положение на клапана на разходомера в управляващо напрежение U_s . При това конструкцията му е такава, че на малък ъгъл на завъртане на клапана съответства високо напрежение. По този начин се постига необходимата точност при малко натоварване на двигателя, което е особено важно за оптималното дозиране на горивото, за да се удовлетворят нормите за токсичните вещества в отработилите газове. По подаваната в управляващия блок информация във вид на напрежение U_s се формират управляващите токови импулси със съответстваща продължителност, които определят цикловото количество гориво.

Потенциометърът е изработен така, че между напрежението му и разхода на въздух има обратна пропорционална зависимост. Поради силното изменение на функцията $U_s=f(\varphi)$ намотката на потенциометъра е разпределена на няколко сегмента и към краищата им се подават съответстващи напрежения.



Фиг. 2.38. Разходомер на въздуха в системата L-Jetronic:

1- регулиращ винт; 2- клапан; 3- обратен клапан; 4- преобразувател на температурата на въздуха; 5- електрически връзки; 6- демпфиращ обем; 7- компенсираща клапа

циклово количество въздух, като разходът на въздух се разделя на честотата на въртене. По този начин при изменение на разхода на въздух Q_B в съотношение 1:40 и на честотата на въртене на колянвия вал в съотношение 1:10 продължителността на управляващите токови импулси и съответно цикловото количество гориво се изменя в съотношение 1:4.

Така се получава т. нар. потенциометър с опорни точки. С помощта на нискоомен делител, включен паралелно на намотката на потенциометъра, се осигуряват нужните напрежения в опорните точки. Чрез регулиране на съпротивления на този делител може да се получи необходимата функция $U_s=f(\varphi)$.

За демпфериране (успокояване) на колебанията на клапана 2, които възникват поради пулсиращия характер на въздушния поток, разходомерът на въздуха има специална компенсираща клапа 7, движеща се с малка хлабина в демпфиращия обем 6.

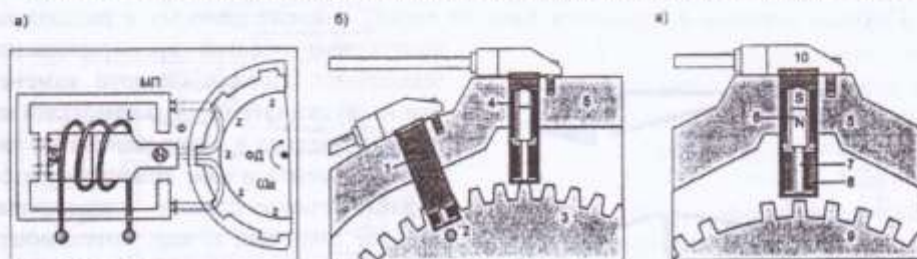
Горивото се впръсква на цикли и затова в управляващия електронен блок информацията за разхода на въздух за единица време се преобразува в

С винта *1* се регулира количеството на въздуха, който преминава покрай клапана на разходомера и по този начин чрез него в определени граници може да се измени съставът на гориво-въздушната смес на контролните работни режими.

За да не се повреди разходомера при възпламеняване на гориво-въздушната смес в пълнителния тръбопровод, в клапана *2* е вграден обратен клапан *3*.

Преобразувателите на честотата на въртене *12* и на положението на колянния вал *13* (фиг. 2.37) са еднотипни, индуктивни преобразуватели с пръчковиден магнит. При преминаване на зъбите на зъбния венец *16* на маховика под преобразувателя на честотата на въртене и на шифт, разположен на 70° преди г.м.т., под преобразувателя на положението на колянния вал се изменя съпротивлението на магнитната верига и в намотката на преобразувателя се индуцира променливо е.д.н. (електродвижещо напрежение).

Принципна схема на индуктивен преобразувател е показана на фиг. 2.39 *a*.



Фиг. 2.39. Индуктивни преобразуватели:

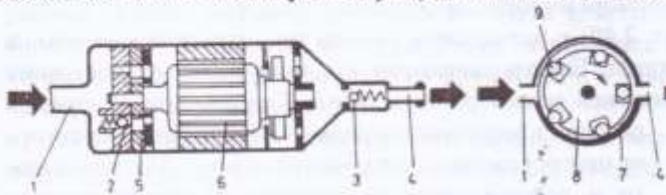
a- принципна схема на индуктивен преобразувател; *b*- преобразувател на честотата на въртене и преобразувател на положението на колянния вал; *в*- преобразувател на честотата на въртене и положението на колянния вал

1- преобразувател на положението на колянния вал (на началото на отчитането); *2*- шифт; *3*- зъбен венец на маховика; *4*- преобразувател на честотата на въртене; *5*- кожух на маховика; *6*- пръчковиден магнит; *7*- феромагнитна сърцевина; *8*- намотка; *9*- зъбен диск с един пропуснат зъб; *10*- преобразувател на честотата на въртене и на положението на колянния вал.

Основни части на преобразувателя са постоянният пръчковиден магнит NS, магнитопроводът МП, намотката *L* и феромагнитният назъбен диск ФД (в случая зъбният венец на маховика). Магнитната верига на постоянния магнит се затваря чрез магнитопровода и зъбите *z* на назъбения диск. При въртене на назъбения диск магнитният поток Φ през навивките на намотката *L* се променя, тъй като се променя съпротивлението на магнитната верига, и съответно в навивките на намотката се индуцира е.д.н. Магнитният поток Φ е максимален, когато срещу постоянния магнит е разположен зъб от зъбния венец и минимален, когато срещу него е разположено междузъбие. Индуцираното е.д.н. е знакопроменливо, с почти синусоидална форма, като нулевата точка (точката на промяна на знака на е.д.н.) е при максимален поток Φ , т.е. когато средата на зъб от назъбения диск съвпадне с надлъжната геометрична ос на магнита. Това позволява достатъчно точно да се определи ъгловото положение на всеки зъб от диска, а следователно и положението на колянния вал спрямо реперната точка (точката на отчитането).

Назъбеният диск се поставя в предния край на колянния вал (в някои системи) или в задния му край (най-често се използва зъбният венец на маховика). Индуктивният преобразувател *4* се разполага така, че феромагнитната му сърцевина да е в непосредствена близост ($0,5 \div 1,5$ mm) от назъбения диск. По честотата

на следване на създадените от преобразувателя електрически импулси може да се определи честотата на въртене на колянния вал, както и да се измери ъгълът на завъртане на колянния вал между две характерни събития, свързани с работния процес на двигателя, като се изброят импулсите от преобразувателя между тях. За определяне на реперната точка (началото на отчитане) на ъгъла на завъртане на колянния вал се използва втори (допълнителен) индуктивен преобразувател 1,



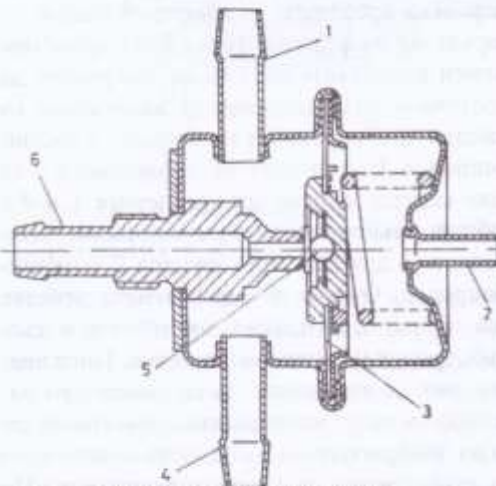
Фиг. 2.40. Горивна помпа Bosch

1- всмукателен канал; 2- предпазен клапан; 3- обретен клапан; 4- нагнетателен Y канал; 5- ротационна ролкова помпа; 6- котва на електродвигателя; 7- тяло на помпата; 8- ротор на помпата; 9- ролки

който създава само един импулс за едно завъртане на колянния вал, когато щифтът 2, разположен отстрани на маховика (назъбения диск), преминава под него. Мястото на преобразувателя 1 в кожата

на маховика 5 и мястото на щифта върху маховика се избират така, че този електрически импулс да се подава на определен ъгъл спрямо г.м.т. От момента на подаване на този импулс се отчитат ъгълът на завъртане на колянния вал до началото или края на съответни характерни събития, ориентирани спрямо положението на колянния вал (г.м.т.)- подаване на искра, впръскване на гориво, отваряне или затваряне на клапаните (при управляеми клапани).

Но функциите на преобразувател на положението на колянния вал (на началото на отчитане) може да изпълнява и самият преобразувател на честотата на въртене, ако назъбеният диск има пропуснати един или два зъба на това място, където е разположен щифтът (фиг. 2.39 в)- в поредицата електрически импулси, постъпващи в управляващия електронен блок от преобразувателя, един импулс е пропуснат и от него се измерва ъгълът на съответното събитие.



Фиг. 2.41. Регулатор на налягането:

1, 4 и 6- шупери за гориво; 2- шупер, съединен с пълнителния тръбопровод на двигателя; 3- диафрагма; 5- клапан

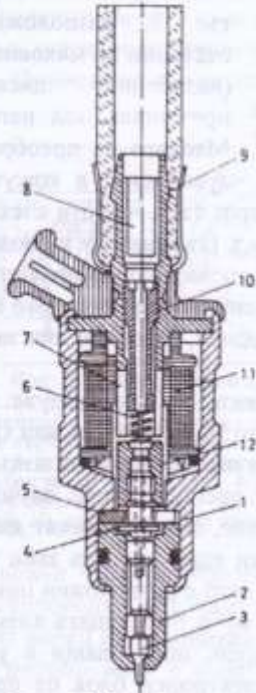
Преобразувателят на положението на дроселната клапа (позиция 9 на фиг. 2.37) е потенциометричен, с два щифта контакти. От него се получава информация за ъгловото положение на дроселната клапа и, което е особено важно, за скоростта на нейното отваряне и затваряне.

Това е необходимо за коригиране на цикловото количество гориво при ускоряване и при спиране с двигателя. Чрез двата щифта контакти и управляващия блок се подава информация за крайните положения на дроселната клапанално отворена, съответстващо на пълно натоварване на двигателя, и затворена-

съответстващо на празен ход с минимална честота на въртене или принудителен празен ход.

Преобразувателите на температурата на въздуха 4 (фиг. 2.38) и на *охлаждащата течност 11* (фиг. 2.37) представляват метално тяло във вид на винт с шестостенна глава, в който е разположен полупроводников терморезистор (термистор) с отрицателен температурен коефициент. При повишаване на температурата съпротивлението на терморезистора значително се намалява.

Горивната помпа (фиг. 2.40) е ротационна, ролков тип, вградена в тялото на задвижващия електродвигател. Електродвигателят е с възбуждане от постоянни магнити. Роторът 8 е разположен ексцентрично в тялото 7 на помпата. В изрези в



Фиг. 2.42. Електромагнитна дюза Bosch:

1- тяло на дюзата; 2- тяло на разпръскваща игла; 3- затваряща игла; 4- ограничителен покс; 5- шайба; 6- пружина; 7- сърцевина на електромагнита; 8- филтриращ елемент; 9- щуцер; 10- регулиращ винт; 11- намотка на електромагнита; 12- котва

от налягането в пълнителния тръбопровод и разликата между налягането на горивото в дюзата и в пълнителния тръбопровод е еднаква при всички работни режими. (От 1995÷1996 г. в някои модели автомобили регулаторът на налягането е разположен в резервоара, вграден в горивната помпа).

Електромагнитната дюза (фиг. 2.42) е неразглобяема, соленоиден тип, със затворен магнитопровод и цифтов разпръсквач. В тялото 1 на дюзата е монтиран

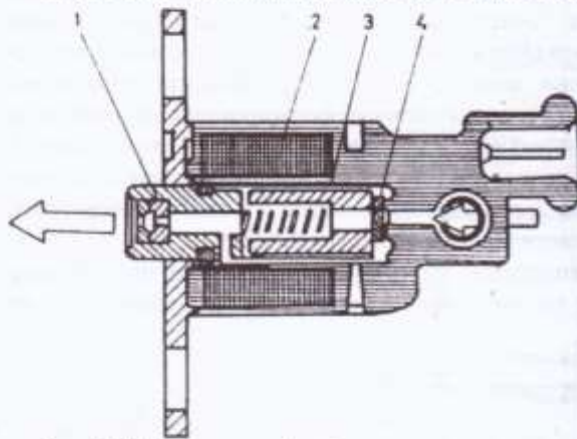
ротора са разположени ролки 9. При въртене на ротора от центробежната сила ролките се притискат към тялото и действат като уплътнители. В пространството между ролките се пренася гориво от всмукателния канал 1 към нагнетателния 4. Електродвигателят е потопен напълно в гориво (помпата е разположена в резервоара). Опасност от експлозия не съществува, тъй като тялото му постоянно е запълнено с гориво. Такова решение подобрява охлаждането на намотките и работните условия на колекторния възел, позволява да се избегне необходимостта от уплътнители, но поставя големи изисквания към качеството на изолацията на работещите в бензин намотки. В помпата са вградени предпазен 2 и обратен 3 клапан.

Регулаторът на налягането (фиг. 2.41) представлява диафрагмен пропускателен клапан, регулиран да поддържа постоянна разликата между налягането на горивото в общия тръбопровод и налягането в пълнителния тръбопровод. Регулаторът от диафрагмата 3 се разделя на две камери- едната чрез щуцерите 1 и 4 е свързана с общия тръбопровод (аккумулятора на налягане) на горивото, а другата- чрез щуцера 2 с пълнителния тръбопровод. Отляво на диафрагмата действа налягането на горивото, а отдясно- налягането в пълнителния тръбопровод и силата на пружина. Пружината е подбрана така, че клапанът 5 да се отваря при определена разлика между наляганята, действащи от двете страни на диафрагмата, и излишното гориво чрез щуцера 6 по тръбопровод се връща в резервоара. По този начин налягането в горивния тръбопровод зависи

разпръсквачът, съставен от тяло 2 и затваряща игла 3. Затварящата игла е съединена с котвата 12. Пружината 6 държи иглата затворена. Ходът на иглата, равен на 0,15 mm, се ограничава от опорния пояс 4 и шайбата 5. Горивото постъпва в тялото на дюзата през щуцера 9, в който е разположен филтриращ елемент 8. При подаване на ток в намотката 11 на електромагнита, като преодолява силата на пружината 6, котвата 12 повдига иглата 3 нагоре и отваря разпръскващия отвор. Дозиращото сечение на разпръсквача представлява пръстеновидна хлабина между отвора в тялото на разпръсквача и щифта на затварящата игла. С регулиращия винт 10 може да се изменя натягането на пружината и в известни граници да се влияе на цикловото количество гориво.

Дюзите са свързани електрически паралелно и впръскват горивото едновременно. За да се получи по-голяма равномерност на смесобразуването в отделните цилиндри, на всяко завъртане на колянвия вал дюзите впръскват половината от цикловото количество гориво.

Пусковата електромагнитна дюза (фиг. 2.43) подава автоматично гориво в



Фиг. 2.43 Пускова дюза Bosch:

1- вихров центробежен разпръсквач; 2- намотка на електромагнита; 3- котва; 4- клапан

пълнителния тръбопровод при пускане на студен двигател. Тя работи само няколко секунди, при това колкото по-ниска е температурата на охлаждащата течност, толкова по-продължително (от 0,5÷10 s при температура от +20 до -30°C). При по-висока температура от +20°C пусковата дюза не се включва. В неработно състояние пружината чрез котвата 3 държи клапана 4 затворен. Когато се подаде ток в намотката 2 на електромагнита, котвата 3 се привлича и клапанът 4 се отваря. Горивото преминава

покрай котвата и чрез радиален и осов канал в магнитопровода достига до разпръсквача 1. То прониква в него по два тангенциални канала, завихря се и изтича, като фино се разпръсква във вид на конусен факел при върха около 90°.

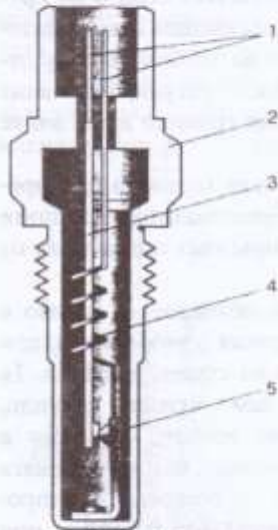
Пусковата дюза се управлява от термореле за време 10 (фиг. 2.37), т.е. тя не е свързана с управляващия електронен блок.

Терморелето за време (фиг. 2.44) има биметална пружина 3, чийто активен слой е откъм контактите 5, и нагревателна спирала 4. Биметалната пластина чрез контактите затваря веригата на намотката на пусковата дюза. Ако температурата на охлаждащата течност е по-висока от +20°C, контактите са отворени и пусковата дюза не се включва. При по-ниска температура от +20°C включването на пусковата дюза се ограничава от времето на нагряване на биметалната пластина от нагревателната спирала до отварянето на контактите.

Обикновено автомобилните двигатели, произведени през последните години, са без пускова дюза. Необходимото обогатяване на сместа се постига чрез по-

продължително отваряне на електромагнитните дюзи, т.е. чрез увеличаване на цикловото количество гориво в зависимост от температурата на охлаждащата течност.

При пускане на двигателя и в процеса на затоплянето му, за да не се преобогати гориво-въздушната смес, подава се допълнително въздух по обходен канал покрай дроселната клапа, чието количество се изменя от регулатора на допълнителния въздух 6 (фиг. 2.37).

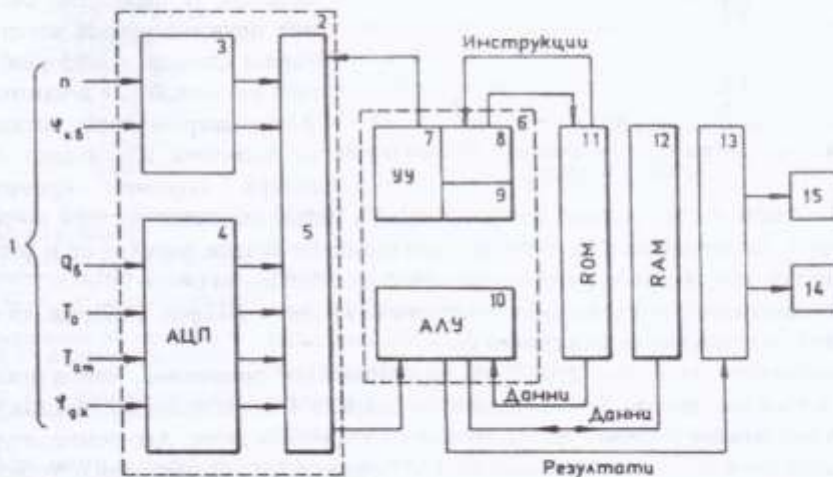


Фиг. 2.44. Термореле за време:

1- контактни изводи; 2- тяло; 3- биметална пружина; 4- нагревателна спирала; 5- контакти

Управляващият електронен блок (фиг. 2.45) съдържа входна каскада 2, микропроцесор 6, постоянна памет 11, оперативна памет 12 и изходна каскада 13. В постоянната памет се съдържа цялата програма за функциониране на системата и специфични данни за двигателя. Там са записани основната програма и коригиращите програми за продължителността на управляващите токови импулси. Оперативната памет служи като междинно запомнящо устройство за вече изчислени данни, които са нужни за следващите изчисления. Входната каскада включва формироваател на импулсите 3, аналого-цифров преобразувател 4 и мултиплексор 5. Микропроцесорът 6 се състои от управляващо устройство 7, включващо регистри 8 и тактов генератор 9, и аритметично-логическо устройство 10.

Импулсните сигнали, постъпващи от преобразувателите на честотата на въртене n и на положението на



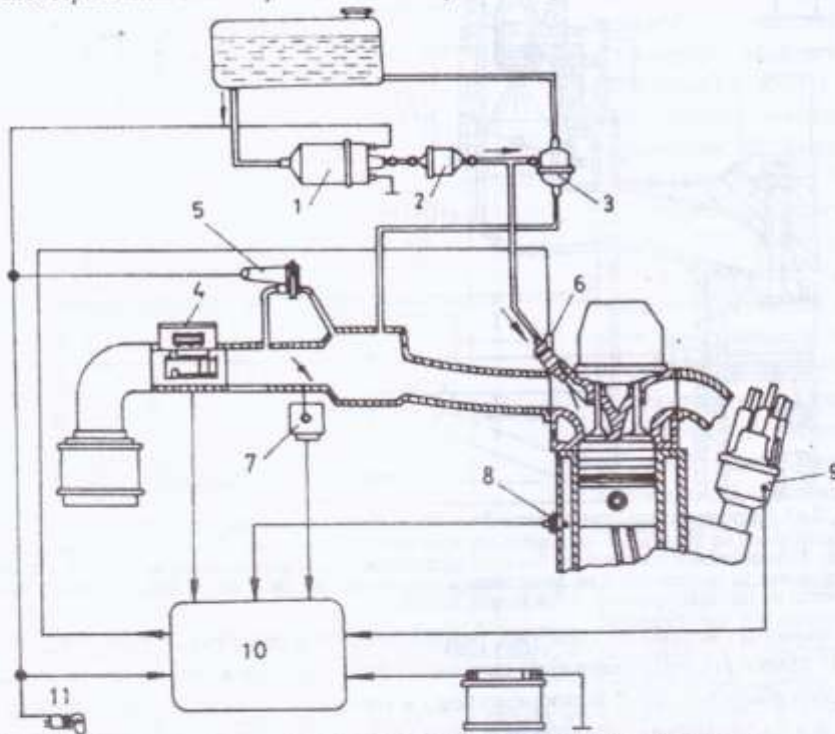
Фиг. 2.45. Структурна схема на управляващия микропроцесорен блок на системата L-Jetronic:

1- преобразуватели; 2- входна каскада; 3- формироваател на импулси; 4- аналого-цифров преобразувател; 5- мултиплексор; 6- микропроцесор; 7- управляващо устройство; 8- регистри; 9- тактов генератор; 10- аритметично-логическо устройство; 11- постоянна памет; 12- оперативна памет; 13- изходна каскада; 14- електромагнитни дюзи; 15- горивна помпа

коляновия вал $\phi_{к.в}$ се обработват от формироваателя на импулсите 3, а аналоговите

сигнали от преобразувателите на разхода на въздух Q_v , на температурата на въздуха T_0 и на охлаждащата течност $T_{o,m}$ и на положението на дроселната клапа $\phi_{д.к}$ се преобразуват в цифрова форма от аналого-цифровия преобразувател. На изхода на формирателя на импулсите и на аналого-цифровия преобразувател информацията е във вид на правоъгълни импулси. Правоъгълните импулси носят информацията във вид на продължителност, амплитуда и честота на следване. Чрез мултиплексора 5 тази информация постъпва в аритметично-логическото устройство 10 на микропроцесора. Там тя се обработва, като се използват програмата и данните, които се съдържат в постоянната памет 11. Изчисленият резултат във вид на управляващ токов импулс с определена продължителност за впръскването на бензин и сигнал за включване на горивната помпа постъпват в крайната каскада 12. Тези сигнали са слаби. В крайната каскада те се усилват и се подават съответно към електромагнитните дюзи 14 и горивната помпа 15.

Системата LH-Jetronic (фиг. 2.46) представлява по-нататъшно развитие на L-Jetronic. Приложен е нов принцип за измерване на разхода на въздух и това е от-



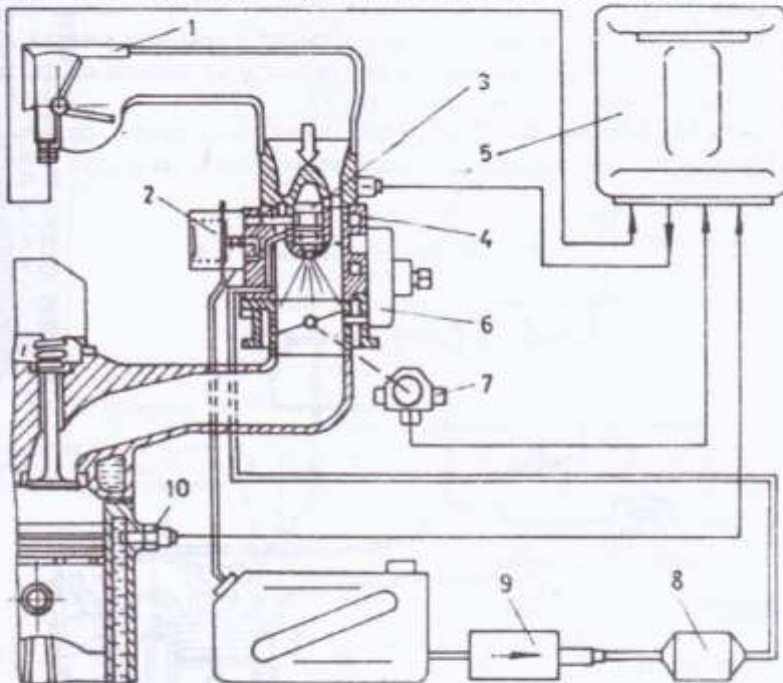
Фиг. 2.46. Схема на електронната система за впръскване на бензин LH-Jetronic:

1- горивна помпа; 2- филтър; 3- регулатор на налягането; 4- разходомер на въздуха; 5- регулатор на допълнителния въздух; 6- електромагнитна дюза; 7- преобразувател на положението на дроселната клапа; 8- преобразувател на температурата; 9- прескъвач-разпределител; 10- управляващ електронен блок; 11- ключ на стартера

разено в наименованието на системата: буквата *H*- от нем. *Hauch* (подухване на вятър) навежда за промяната. Разходомерът 4 на въздуха представлява термоанемометър. Платинена жица с диаметър 0,1 mm е разположена в къса тръба, поставена в пълнителния тръбопровод пред дроселната клапа. Жицата е включена в

съпротивителен мост. Тя се загрева с електрически ток до температура 150°C . Температурата на нагрятата жица се поддържа постоянна от електронно устройство независимо от интензивността на охлаждането, което зависи от масата на преминаващия въздух. Така електрическият ток за заграване на жицата е пропорционален на масовия (тегловния) разход на въздух. Затова при такъв разходомер може да не се подава информация в управляващия блок за температурата и налягането на въздуха (виж и 2.3.1). Управляващият блок 10 е микрокомпютър, специално разработен за автомобили.

Системата **Mono-Jetronic** (фиг. 2.47) е за централно впръскване на бензин.



Фиг. 2.47. Система за впръскване **Mono-Jetronic** за централно впръскване на бензин

1- разходомер на въздуха; 2- регулатор на налягането на горивото; 3- дюза; 4- нагревателно устройство; 5- управляващ електронен блок; 6- устройство за подаване на допълнителен въздух; 7- преобразувател за положението на дроселната клапа; 8- горивен филтър; 9- горивна помпа; 10- преобразувател на температурата на охлаждащата течност

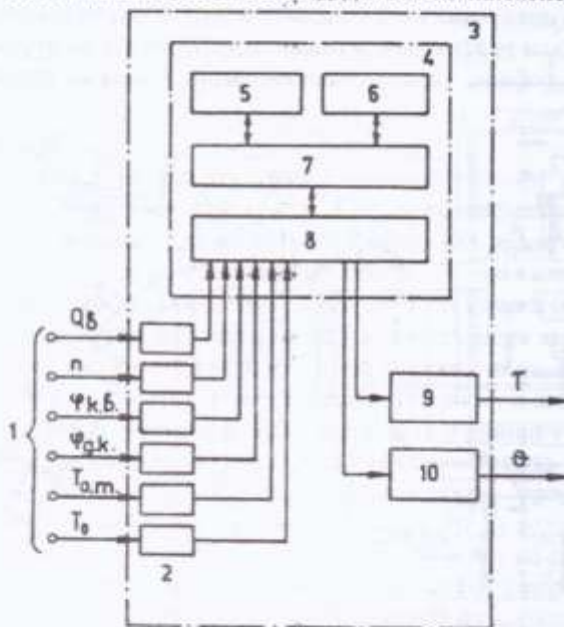
Това е първата система от този тип, разработена от фирма Bosch през 1975 г. Названието **Mono-Jetronic** (*monojet*) означава единична струя. Горивото се впръсква чрез малогабаритна дюза непосредствено в най-тесното сечение на дифузор, разположен в пълнителния тръбопровод пред дроселната клапа. Дифузорт повишава скоростта на въздуха в зоната на разпръсквача и по този начин се подобряват условията за разпръскване и смесване на горивото с въздуха. Това позволява да се понижи налягането на горивото до $0,1 \div 0,11$ МПа. В един общ възел са разположени дюзата 3, регулаторът на налягането 2, нагревателят 4, устройството 6 за подаване на допълнителен въздух при пускане и затопляне на двигателя и преобразувателят на температурата на въздуха. Общият впръскващ възел се поставя на стандартен пълнителен тръбопровод вместо карбуратора. Основни входни пара-

метри на системата са разходът на въздух по обем (както е показано на фиг. 2.47) или по маса и честотата на въртене.

В съвременни варианти на системата масата на въздуха се определя по показанията на два преобразувателя: на температурата на въздуха и на положението на дроселната клапа. Сигналите напрежение от потенциометъра на дроселната клапа допълнително се използва за обогатяване на гориво-въздушната смес при ускоряване на автомобила и при пълно натоварване на двигателя, както и за прекратяване на впрыскването на гориво при принудителен празен ход.

Дюзите на системите за централно впрыскване на бензин се различават по конструкция от дюзите за разпределено впрыскване. Тъй като честотата на управляващите електрически импулси е кратна на честотата на въртене на колянния вал (два или четири пъти по-висока), използват се по-бързодействащи дюзи.

Системата **Motronic** е създадена за комплексно управление на бензиновите двигатели:



Фиг. 2.48. Функционална схема на управляващия електронен блок на системата Motronic:

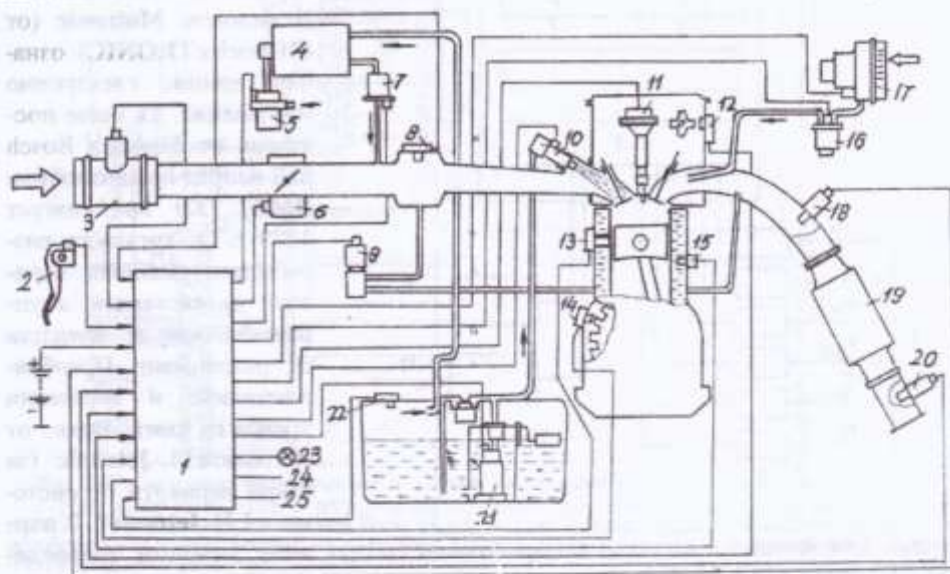
1- преобразуватели; 2- преобразуващи блокове; 3- управляващ електронен блок; 4- микро-ЕИМ; 5- оперативна памет; 6- постоянна памет; 7- аритметичен блок; 8- блок вход-изход; 9 и 10- усилватели

На фиг. 2.48 е показана функционалната схема на управляващия електронен блок на системата **Motronic** за нейните основни управляващи функции- формиране на управляващи електрически импулси за впрыскване на бензин τ и подаването на искрата (ъгъла на изпреварване на запалването θ). Управляващият електронен блок 3 съдържа микро-ЕИМ 4, която включва четири блока: оперативна памет 5, постоянна памет 6, аритметичен блок 7 и блок вход-изход 8. В постоянната памет 6 се съдържат цялата програма за функциониране на системата и специфичните данни за двигателя. Оперативната памет 5 служи като междинно запомнящо устройство за вече изчислените данни, които са нужни за следващите изчисления.

впрыскването на бензин и ъгъла на изпреварване на запалването. Названието **Motronic** (от **MO**noelec**TRONIC**) означава единно електронно управление. Тя беше поставена от фирмата Bosch най-напред на автомобили BMW 732i през август 1979 г. От тогава са разработени различни варианти на системата, а управляващите и функции се разширяват. Преобразувателите и горивната уредба са взети изцяло от системата **L-Jetronic** (за някои варианти от системата **LH-Jetronic**). В първите варианти разпределителят на високото напрежение от запалителната bobина е механичен.

Аритметичният блок 7 извършва всички изчислителни и логически операции и връзки според програмата. Блокът вход-изход свързва микро-ЕИМ с преобразувателите и изпълнителните механизми.

В управляващия електронен блок от преобразувателите 1 се подава информация за честотата на въртене n , положението на колянвия вал $\varphi_{к.в.}$, разхода на въздух Q_B (или G_B), температурата на охлаждащата течност $T_{о.т.}$, температурата на въздуха T_0 и положението на дроселната клапа $\varphi_{д.к.}$. От преобразуващите блокове 2 тази информация се превръща в цифрова, за да стане разбираема за микро-ЕИМ. На изхода от преобразуващите блокове 2 информацията е във вид на правоъгълни импулси. Правоъгълните импулси носят информация във вид на продължителност, амплитуда и честота на следване. Те постъпват в блока вход-изход, откъдето се подават в аритметичния блок 7. Там те се обработват, като се използват програмата и данните, заложи в паметта 6. Изчисленият резултат чрез блока вход-изход се превръща във вид на управляващ импулс с определена продължителност за впръскване на бензин и сигнали за затваряне и отваряне на веригата на първичната намотка на запалителната бобина. Тези сигнали са слаби. Затова се усилват



Фиг. 2.49. Функционална схема на системата Motronic ME-7:

1- управляващ електронен блок; 2- модул на педала на акселератора; 3- разходомер на въздуха по маса; 4- кутия с активни дървени въглища; 5- клапан-изключвател; 6- електронно управлявана дроселна клапа; 7- клапан за почистване на кутията с активни дървени въглища; 8- преобразувател на налягането в пълнителния тръбопровод; 9- клапан за рецикулация на отработили газове; 10- обща тръба за гориво/електромагнитна дюза; 11- запалителна бобина/запалителна свещ; 12- преобразувател на фазите; 13- преобразувател на детонационното горене; 14- преобразувател на честотата на въртене и на положението на колянвия вал; 15- преобразувател на температурата на охлаждащата течност; 16- клапан за вторичен въздух; 17- електрическа помпа за вторичен въздух; 18 и 20- кислородни преобразуватели; 19- трикомпонентен каталитичен неутрализатор; 21- възел в резервоара (горивна помпа, филтър, регулатор на налягането на горивото и преобразувател на нивото на горивото); 22- преобразувател на налягането в резервоара; 23- лампа за диагностика; 24- интерфейс за диагностика; 25- уред за спиране на двигателя

от усилвателите 9 и 10 и съответно се подават към дюзите и запалителната система.

В новите модификации на системата **Motronic** са въведени нови функции: обратна връзка за наличие на кислород в отработили газове от съответен преобразувател, управление на рециркулацията на отработилите газове, управление на работата на двигателя на празен ход, управление на времето на натрупване на енергия в запалителната бобина във функция на честотата на въртене и напрежението на акумулаторната батерия. Устойчива работа на двигателя на празен ход при спазване на изискванията за токсичността на отработилите газове се поддържа чрез едновременно регулиране както на състава на гориво-въздушната смес, така и на ъгъла на изпреварване на запалването. Съставът на гориво-въздушната смес на празен ход се регулира чрез пропускане на допълнително количество въздух, управлявано чрез клапан, задвижван от електродвигател. В системата е заложена възможност за самонастройване по състава на гориво-въздушната смес. Данните за управление на цикловото количество гориво периодично се коригират по данни от кислородния преобразувател. По този начин се компенсират отклоненията от характеристиката на расходомера на въздуха в процеса на експлоатация, както и бавните изменения на външните условия.

Системата Motronic ME-7. В традиционните електронни системи за впръскване на бензин водачът чрез педала на акселератора отваря дроселната клапа - при дадена честота на въртене на колянвия вал положението на дроселната клапа определя разхода на въздух. Като измерва по един или друг начин разхода на въздух, електронната система при даден работен режим определя цикловото количество гориво и ъгъла на изпреварване на запалването за постигане на оптимални мощностни, икономически и токсични показатели на двигателя според приетите критерии, като се отчитат и работните условия на двигателя. В новата система **Motronic ME-7** фирмата Bosch залага на нов принцип на управление - чрез педала на акселератора водачът не действа непосредствено на дроселната клапа, а задава въртящия момент. Управляващата електронна система определя, при дадените работни условия и работен режим, зададения от водача въртящ момент с какъв разход на въздух, съответно при какво положение на дроселната клапа (при какви фази на газоразпределението или повдигане на клапаните, при какво регулиране на пълнителния тръбопровод или налягане на свръхпълненето) и с какви циклово количество гориво и ъгъл на изпреварване на впръскването трябва да се получи, за да се достигнат оптималните показатели на двигателя, и чрез съответните изпълнителни механизми регулира системите.

Функционалната схема на системата е показана на фиг. 2.49. *Основни входни параметри* в управляващия блок 1 са:

- положението на педала на акселератора - модулът 2 на педала на акселератора превръща движението на педала в електрическо напрежение чрез два потенциометъра и два ограничителя: на празния ход и на пълното натоварване на двигателя;
- честотата на въртене и положението на колянвия вал - от индуктивен преобразувател 14, разположен в кожата на маховика, близо до зъбния венец на маховика.
- масовият разход на въздух - от расходомера 3 с нагриван слой (филм) вместо нагривана жица; преобразувателят открива и обратен поток в пълнителния тръбопровод

- налягането в пълнителния тръбопровод – от преобразувателя на налягането 8;
 - работният режим на цилиндрите- от преобразувателя на фазите 12.
- Допълнителна входна информация:*
- температурата на охлаждащата течност- от преобразувателя на температурата 15;
 - наличието на детонационното горене- от преобразувателя на детонационното горене;
 - наличието или отсъствието на кислород в отработилите газове- от кислородните преобразуватели 18 и 20, разположени съответно пред и зад трикомпонентния каталитичен неутрализатор 19;
 - налягането в горивния резервоар- от преобразувателя на налягане 22.
- Горивната помпа, филтърът за гориво, регулаторът на налягането на горивото и преобразувателят на нивото на горивото са оформени като общ възел 21, разположен в резервоара. От помпата горивото се подава в обща тръба (акумулатор на налягането), към която непосредствено са свързани електромагнитните дюзи 10.
- Запалителната система е без механичен разпределител. За всяка запалителна свещ има отделна запалителна бобина 11. Електронната система управлява отварянето и затварянето на първичната намотка на всяка запалителна бобина, т.е. управлява както ъгъла на изпреварване на запалването, така и енергията на искрата. При поява на детонационно горене електронната система намалява ъгъла на изпреварване на запалването до изчезването му.
- Електронно управляваната дроселна клапа б се задвижва от постоянно токов електродвигател с малък потребяван ток и голям въртящ момент.
- Освен основните функции- да управлява разхода на въздух, цикловото количество гориво и ъгъла на изпреварване на запалването,-електронната система има и *допълнителни функции:*
- рециркулация на отработили газове чрез клапана 9;
 - улавяне на бензиновите пари от резервоара в кутия 4 с активни дървени въглища и захранване след това на двигателя с тях чрез клапана 7 за почистване на кутията и клапан-изключвателя 5;
 - поддържане на стехиометричен състав на състава на гориво-въздушната смес за нормалното функциониране на трикомпонентния каталитичен неутрализатор 19 чрез широколентови кислородни преобразуватели 18 и 20;
 - управление на загряването на каталитичния неутрализатор- за кратко време двигателят работи с богата гориво-въздушна смес ($\alpha < 1$), въгледородите доизгарят в изпускателния тръбопровод и в каталитичния неутрализатор, като се подава допълнително въздух изпускателния тръбопровод чрез електрическата помпа 17 и клапана 16.

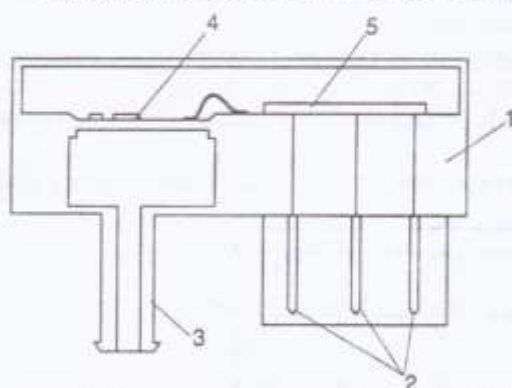
Предвидени са и *други управляващи възможности* на системата:

- управление на пускането на двигателя;
- управление на празния ход;
- защитни функции: ограничаване на честотата на въртене, ограничаване на температурата на отработилите газове.

Бордовата диагностика контролира всички компоненти, които оказват влияние върху емисиите на токсични вещества. Ако управляващият блок, например, открие, че каталитичният неутрализатор е неизправен, той предупреждава водача със светлинен сигнал на приборното табло. За възникнала неизправност водачът

получава достоверна и ясна информация чрез лампата 23 за диагностика. В сервиза тестерът (уредът за изпитване) намира събраните диагностични данни чрез стандартен интерфейс 24 и ги показва.

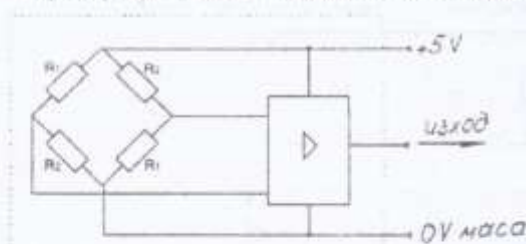
Преобразувател на налягането. Най-разпространен е преобразувателят с



мембрана 4 (фиг. 2.50) с нанесени върху нея тензорезистори, включени в мостова измервателна схема. Под действие на разликата между измерваното налягане, подавано под мембраната чрез щучера 3, и налягането в камерата над мембраната, тя се деформира и съпротивлението на тензорезисторите се променя, съответно измервателният мост се разбалансира.

В единия диагонал на измервателния мост се подава стабилизирано напрежение 5V (фиг. 2.51). Напрежението, което се сменя от другия диагонал на моста, е пропорционално (линейна функция) на измерваното налягане. То се усилва от вградена в преобразувателя електронна схема 5 (фиг. 2.50).

Преобразувателят на детонационното горене. Най-разпространен е пиезо-



Фиг. 2.51. Електрическа схема на тензометричен преобразувател на налягането:
 R_1 и R_2 - тензорезистори

лектрическият преобразувател. Принципът на действие на такъв преобразувател се състои в преобразуване на вибрациите на някаква повърхност на цилиндрова глава или цилиндровия блок, възникнали при детонационно горене, в електрически сигнали. На фиг. 2.52 е показана конструкцията на преобразувател на детонационното горене на фирмата Bosch. Пиезокерамичен пръстен 3 е разположен между две контактни пластини 6, свързани с изводите 7 и 8. Пиезокерамичният пръстен се притиска към плоска повърхност на втулката 5 от дискова пружина чрез гравитационна маса (масивен метален пръстен) 1. Преобразувателят се закрепва към съответната повърхност на

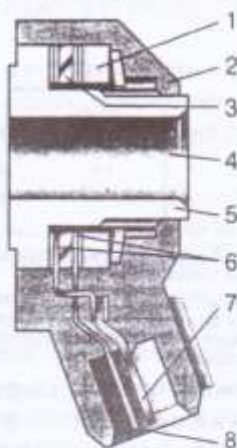
Фиг. 2.52: Cross-sectional diagram of a piezometric pressure converter for detonation combustion. It shows a complex assembly with a central piezoelectric ring (3) between two contact plates (6). A gravity mass (1) is used to press the ring against a sleeve (5). Electrical leads (7 and 8) are shown at the bottom.

Фиг. 2.52. Конструкция на преобразувател за детонационното горене Bosch:

1- гравитационна маса; 2- тяло;

3- пиезокерамичен пръстен; 4- отвор за закрепващия болт; 5- метална втулка; 6- контактни пластини;

7 и 8- изводи



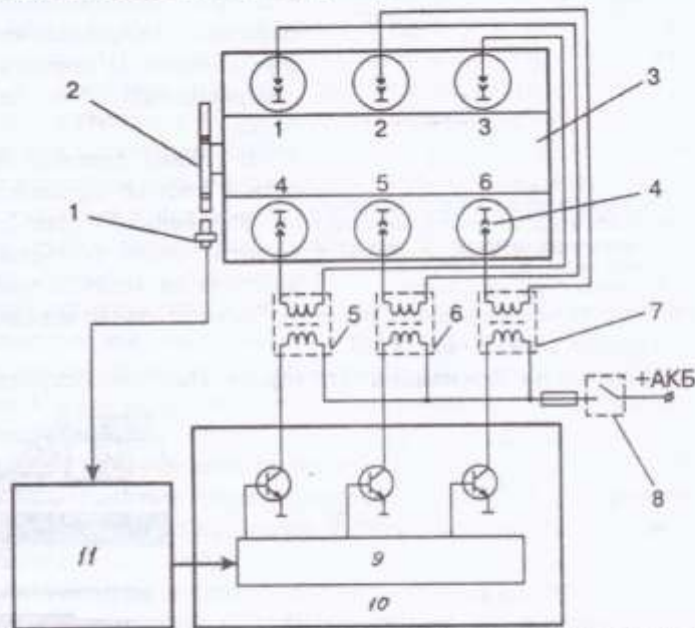
Фиг. 2.52. Конструкция на преобразувател за детонационното горене Bosch:

1- гравитационна маса; 2- тяло;
3- пиезокерамичен пръстен; 4- отвор за закрепващия болт; 5- метална втулка; 6- контактни пластини; 7 и 8- изводи

цилиндровата глава или цилиндрият блок с болт. При появата на детонационно горене под действие на вибрациите гравитационната маса периодично притиска и отпуска пиезокерамичния пръстен, при което на изводите 7 и 8 се появява е.д.н. По характера на сигнала управляващият електронен блок разпознава детонационното горене и определя неговата интензивност.

Статично разпределение на високото напрежение. Прилага се от началото на 90-те години, вместо механичен разпределител. Има две разновидности- двуизводна запалителна бобина на всеки чифт цилиндри или отделна бобина за всеки цилиндър.

При първия метод се използват двуизводни бобини- вторичната намотка има



Фиг. 2.53. Схема на статично разпределение на високото напрежение с използване на двуизводни запалителни бобини:

1- преобразувател на честотата на въртене и положението на колянвия вал; 2- назибен диск; 3- двигател; 4- запалителни свещ; 5, 6 и 7- двуизводни запалителни бобини; 8- ключ на запалването; 9- блок за избиране на каналите; 10-триканален комутатор; 11- управляващ електронен блок

два извода, които се свързват със свещите на два подходящо избрани цилиндъра-когато в единия цилиндър се извършва такт сгъстяване, в другия се извършва такт изпускане. За четирицилиндров четиритактов двигател такива цилиндри са 1-4 и 2-3. За шестцилиндров V-образен двигател (фиг. 2.53) с работен ред 1-4-2-5-3-6 са необходими три двуизводни бобини, свързани съответно със свещите на 1-5, 3-4 и 2-6 цилиндри. При прекъсване на тока в първичната намотка на първата запалителна бобина, във вторичната намотка се индуцира високо напрежение. Веригата на вторичната намотка се затваря чрез свещите на цилиндрите 1 и 5. Между електродите на двете свещи прескача искра, но докато в цилиндъра 1 се извършва такт сгъстяване, в цилиндър 5 се извършва такт изпускане- в цилиндъра 5 налягането е ниско, падът на напрежението между електродите е малък и енергията, освобож-

даване в искровата междина, е незначителна. Затова основно енергията се отделя в искровата междина на свещта на цилиндъра 1. След едно завъртане на колянвия вал тактовете се сменят - в цилиндъра 1 - изпускане, в цилиндъра 5 - стъпяване. Същите процеси се извършват и в останалите два чифта цилиндри.

Необходимата запалителна бобина се включва от управляващия електронен блок по сигнал от преобразувателя 1 на честотата на въртене и положението на колянвия вал чрез блока за избиране на каналите 9 на триканалния комутатор 10.

При втория метод на всеки цилиндър се използва отделна запалителна бобина, разположена непосредствено до запалителната свещ. Управляващият електронен блок съдържа няколко мощни изходни каскади (според броя на цилиндрите), които работят в строга последователност според работния ред на цилиндрите. За синхронизирането им обикновено се използва положението на разпределителния (гърбичния) вал (преобразувателят на фазите, фиг. 2.49).

2.3.3. Уредби за непосредствено (директно) впръскване на бензин

Непосредственото впръскване на бензин в цилиндрите има определени предимства пред впръскването в пълнителния тръбопровод:

- бензинът се впръсква в цилиндъра (горивната камера) под високо налягане и по този начин впръскваната струя има висока кинетична енергия и се разпръсква на фини капчици;

- постига се пълна равномерност на разпределението на горивото по цилиндрите;

- осъществява се вътрешно смесообразуване, свързано с понижаване на температурата на работната смес при изпаряване на горивото - възможност за по-висока степен на стъпяване без детонационно горене;

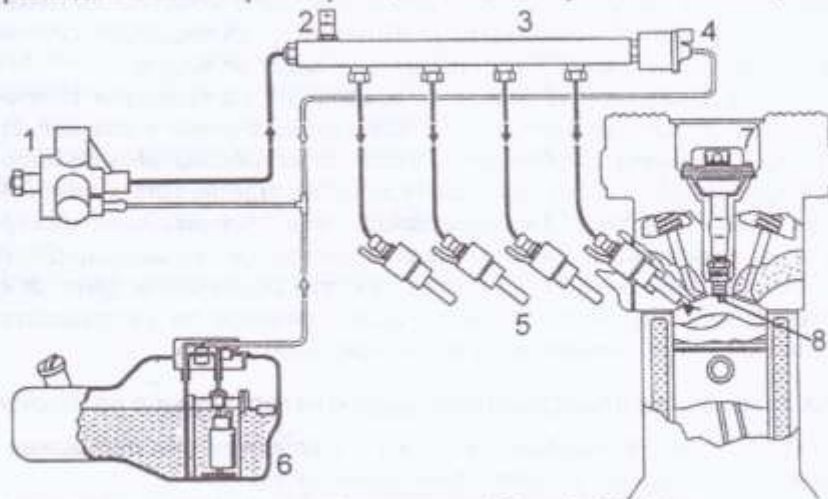
- създава се възможност при частично натоварване и празен ход двигателят да работи без дроселиране (без притваряне на дроселната клапа), с намалени помпни загуби, чрез разслоено смесообразуване и изгаряне на много бедна гориво-въздушна смес ($\alpha \geq 4$) (виж и 2.1.1);

- при пълно натоварване се подобрява запълването на цилиндрите с въздух, тъй като горивото се впръсква едновременно с постъпването на въздуха в цилиндъра в такта пълнене - изпаряване на бензина понижава температурата и съответно налягането в цилиндъра.

В резултат на тези предимства разходът на гориво при непосредствено впръскване на бензин при частично натоварване на двигателя се намалява до 30%, а средно до 15%.

Като пример на фиг. 2.54 е показана схема на горивната уредба на системата *Motronic MED-7* (модификация на *Motronic ME-7*) за непосредствено впръскване на бензин. Горивоподаващата помпа, разположена в резервоара 6, захранва с бензин горивонагнетателната помпа 1, която подава бензин в обща тръба (акумулатор на налягане) 3, където регулаторът 4 поддържа постоянно налягане 12 МПа. Налягането на бензина се контролира от управляващия електронен блок чрез преобразувателя 2. Електромагнитните дюзи са разположени в отвори в цилиндровата глава. Дюзата е подходящо ориентирана спрямо камерата в буталото и запалителната свещ 8 за приготвяне на разслоена гориво-въздушна смес при частично натоварване и празен ход на двигателя.

Чрез педала на акселерометъра водачът задава въртящия момент. При дадени-



Фиг. 2.54. Схема на горивната уредба на системата Motronic MED-7:

1- горивна нагнетателна помпа; 2- преобразувател на налягането; 3- обща тръба (акумулатор на налягане); 4- регулатор на налягане; 5- електромагнитни дози; 6- резервоар; 7- запалителна бобина; 8- запалителна свещ

те работни условия управляващият електронен блок определя както цикловото количество гориво (продължителността на отвореното състояние на дюзата, съответно продължителността на управляващия токов импулс), така и началото на впръскването. При пълно натоварване на двигателя бензинът се впръсква в цилиндъра по време на такта пълнене, образува се еднородна гориво-въздушна смес със стехиометричен състав. При частично натоварване и празен ход бензинът се впръсква по време на такта съгъстяване преди момента на подаване на електрическата искра. Завихреният въздух в камерата на буталото подхваща горивната струя, в неголяма зона се образува гориво-въздушна смес със състав, близък до стехиометричния (в границите на възпламеняемостта), която се насочва към запалителната свещ. Така при много голямо въздушно отношение (цикловото количество гориво се намалява без да се намали цикловото количество въздух) се осъществява нормално горене.

При непосредствено впръскване на бензин се прилагат и други подходи за подобряване на запълването на цилиндъра с въздух, смесобразуването и горенето:

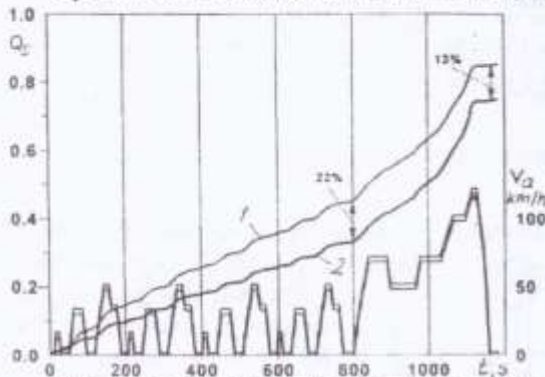
- вертикален пълнителен канал в цилиндърната глава (напр. фирма Mitsubishi)- при пълненето се създава интензивен падащ въздушен поток в цилиндъра и безпорядъчно движение на въздуха;

- управляван пълнителен тръбопровод (напр. фирма Audi)- двукаскаден пълнителен тръбопровод, с две дължини, за използване съответно при ниска и висока честота;

- разделен от надлъжна преграда прав пълнителен канал в цилиндърната глава (напр. фирма Audi)- при частично натоварване и празен ход на двигателя въздушният поток чрез направляваща клапа се насочва само в едната половина на канала, движи се с по-голяма скорост и съответно се създава изискващото се завихряне на въздуха за образуване на разслоена гориво-въздушна смес;

- високоенергийна запалителна система, с отделна запалителна bobина за всеки цилиндър (както на фиг. 2.54);
- управлявана рециркулация на отработилите газове.

Сравнително изследване на двигател с непосредствено впръскване на бензин и



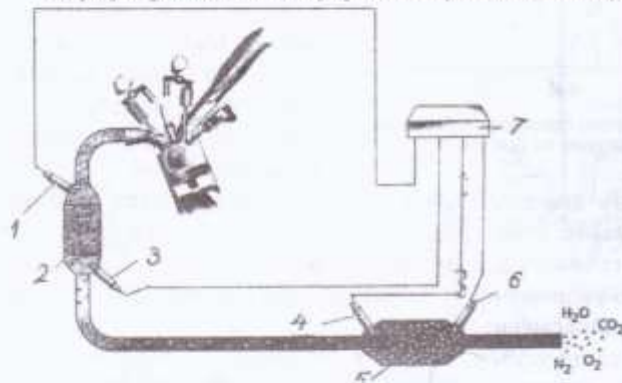
Фиг. 2.55. Сумарен разход на гориво при изпитване на двигател с впръскване на бензин:

1- непосредствено впръскване; 2- впръскване в пълнителния тръбопровод

с впръскване на бензин в пълнителния тръбопровод, при изпитване на автомобила по Европейския ездов цикъл (фиг. 2.55), проведено от FEV Motorentechnik, показва, че при непосредствено впръскване на бензина сумарният разход на гориво Q_z за градската част на цикъла се намалява с 22%, а общо за цикъла - с 13%.

При работа на двигателя с бедна гориво-въздушна смес възстановителната (разграждащата) функция на трикомпонентния каталитичен неутрализатор е неефективна, т.е. NO_x не се разгражда. За намаляване на концентрацията на NO_x в отработилите газове се използва система от два неутрализатора (фиг. 2.56) - трикомпонентен каталитичен неутрализатор 2, разположен близо до двигателя, и акумулиращ тип каталитичен неутрализатор на NO_x 5.

Акумулиращият тип неутрализатор на NO_x съдържа адсорбер- акумулатор (събирач) на азотни оксиди,



Фиг. 2.56. Схема на системата за последваща обработка на отработилите газове на двигател с непосредствено впръскване на бензин:

1 и 2- кислородни преобразуватели; 2- трикомпонентен каталитичен неутрализатор; 4- преобразувател на температурата; 5- акумулиращ тип неутрализатор на NO_x ; 6- преобразувател на NO_x ; 7- управляващ електронен блок

акумулиращият тип неутрализатор на NO_x съдържа адсорбер- акумулатор (събирач) на азотни оксиди, който се изработва от порест алуминий, покрит с тънък слой каталитизатор (например родий или барий). Той е разположен пред каталитичния неутрализатор. При работа на двигателя с бедна гориво-въздушна смес (при частично натоварване и празен ход на двигателя) азотните оксиди се задържат в адсорбера. Когато адсорберът се насити, управляващия електронен блок за кратко време обогатява гориво-въздушна смес, температурата на отработилите газове се повишава. Това дава възможност адсорберът да се освободи от азотните оксиди, които в каталитичния неутрализатор се разграждат до азот и кислород. Освободеният кислород реагира с CO и CH в отработилите газове (количеството им при $\alpha < 1$ се увеличава), като образува CO_2 и H_2O . Така в отработилите газове, изтичащи от неутрализато-

акумулиращият тип неутрализатор на NO_x съдържа адсорбер- акумулатор (събирач) на азотни оксиди, който се изработва от порест алуминий, покрит с тънък слой каталитизатор (например родий или барий). Той е разположен пред каталитичния неутрализатор. При работа на двигателя с бедна гориво-въздушна смес (при частично натоварване и празен ход на двигателя) азотните оксиди се задържат в адсорбера. Когато адсорберът се насити, управляващия електронен блок за кратко време обогатява гориво-въздушна смес, температурата на отработилите газове се повишава. Това дава възможност адсорберът да се освободи от азотните оксиди, които в каталитичния неутрализатор се разграждат до азот и кислород. Освободеният кислород реагира с CO и CH в отработилите газове (количеството им при $\alpha < 1$ се увеличава), като образува CO_2 и H_2O . Така в отработилите газове, изтичащи от неутрализато-

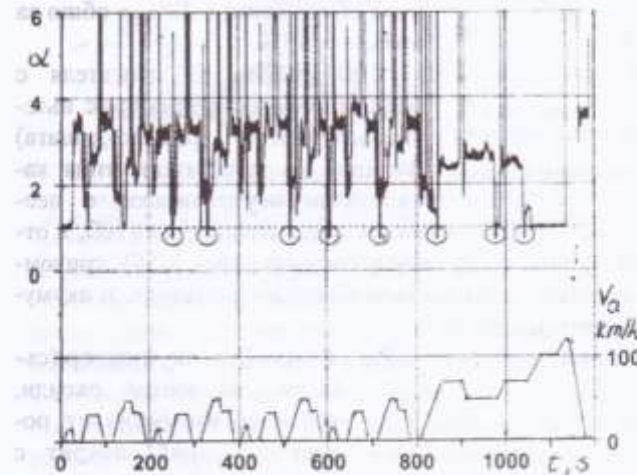
ра, не се съдържат токсични вещества. Честотата и продължителността на работа на двигателя с богата смес зависи от работния режим и работните условия на двигателя, но обикновено средно съставлява няколко секунди за всяка минута работа.

На фиг. 2.57 е показано изменението на състава на гориво-въздушната смес на двигател с непосредствено впрыскване на бензин при изпитване на автомобила по Европейския ездов цикъл (опити на FEV Motorentechnik). Периодите на работа на двигателя с богата смес ($\alpha=0,72$) са с продължителност 1,6÷2,2, s.

2.4. Газови горивни уредби

2.4.1. Общи сведения

В автомобилните двигатели се използват два вида газови горива: сгъстени и



Фиг. 2.57. Изменение на въздушното отношение при изпитване на двигател с непосредствено впрыскване на бензин по Европейския ездов цикъл

В експлоатацията газовите двигатели имат някои предимства пред карбураторните двигатели и двигателите с централно впрыскване на бензин, които се дължат на физико-химическите свойства на газовите горива:

- газовите двигатели са по-икономични и по-малко токсични, тъй като могат да работят с по-бедни газо-въздушни смеси;
- газо-въздушните смеси са по-устойчиви срещу детонационно горене от бензино-въздушните и съответно степенята на сгъстяване може да бъде по-голяма, а с това се подобряват мощностните и икономическите показатели на двигателя;
- газовото гориво по-добре се смесва с въздуха от бензина, тъй като постъпва в смесителя в газообразен вид;
- при газовото гориво няма нужда да се загрява пълнителния тръбопровод, тъй като по стените не се образува пълзящ горивен слой течено гориво, скоростта на потока на газо-въздушната смес може да бъде намалена, като се увеличат проходните сечения на пълнителния тръбопровод. По този начин се увеличава коефициентът на пълнене на двигателя и неговата мощност;
- газо-въздушната смес по-равномерно се разпределя по цилиндрите;

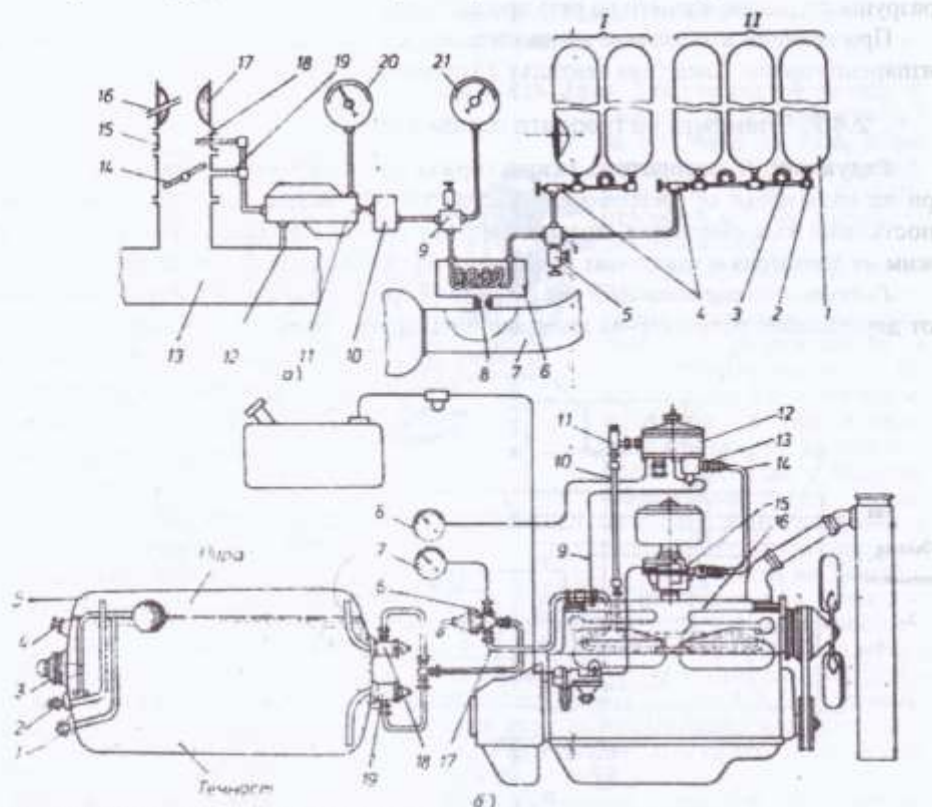
и втечнени. Те се съхраняват в бутилки под високо налягане- сгъстените до 20 МРа, а втечнените до 1,6÷2,0 МРа. Сгъстени се използват висококалорични метанови газове (с топлина на изгаряне 22÷36 MJ/m³), среднокалорични коксов, светилен и други газове (с топлина на изгаряне 14÷22 MJ/m³), а втечнени- бутан-пропанови газове (с топлина на изгаряне 56÷104 MJ/m³). За транспортните двигатели се използват главно пропан-бутанови газове.

- тъй като при газовото гориво горенето е пълно и гориво не кондензира, по-малко се образува нагар, маслото не се разрежда и съответно междуремонтният срок на двигателя се увеличава;

- при работа на двигателя с газово гориво в отработилите газове се съдържат много по-малко токсични вещества.

За работа с газово гориво в автомобилния транспорт обикновено се използват карбураторни двигатели, които се комплектуват с две горивни уредби - за течно и газово гориво.

В горивната уредба за газово гориво трябва да има филтър, топлообменник и



Фиг. 2.58. Схема на уредба за газово гориво:
а - сгъстен газ; б - втечен газ

редуктор на налягането. Филтърът задържа твърдите частици от газа. Топлообменникът при втечено гориво представлява изпарител, а при сгъстено - нагревател. При сгъстено гориво е наложително да има нагревател, тъй като при рязкото изменение на налягането при изтичането на гориво, съдържащо влага, е възможно да се образува лед, който запушва тръбопроводите. Редукторът намалява налягането на газовото гориво почти до атмосферното, тъй като при такова налягане то се подава в смесителя.

Уредбата за сгъстен газ се състои от бутилки I и II (фиг. 2.58 а), нагревател б, филтър 10, двустъпален редуктор 11, карбуратор-смесител 17, манометър за ниско

налягане 20, манометър за високо налягане 21, разходни вентили 4, магистрален 9 и пълнителен 5 вентил и тръбопроводи. При работа на двигателя с натоварване газът се засмуква в карбуратор-смесителя през газовата дюза 18, а на празен ход – през тръбата 19.

Уредбата за втечен газ включва бутилка¹⁵ (фиг. 2.58 б), изпарител 16, филтър 11, двустъпален редуктор 12, карбуратор-смесител 15, манометри за ниско 8 и високо 7 налягане, вентили за пара 18 и течност 19, магистрален вентил 6, предпазен клапан 2, поплавъков механизъм за показване на нивото на горивото в бутилката и пълнителен вентил 4. Бутилката се запълва само до 90% от обема ѝ, за да не се разруши от разширяването на газа при нагряване.

При пускане и затопляне на двигателя чрез вентила 18 от бутилката се подава изпарено гориво. След това вентилът 18 се затваря, а се отваря вентилът 19.

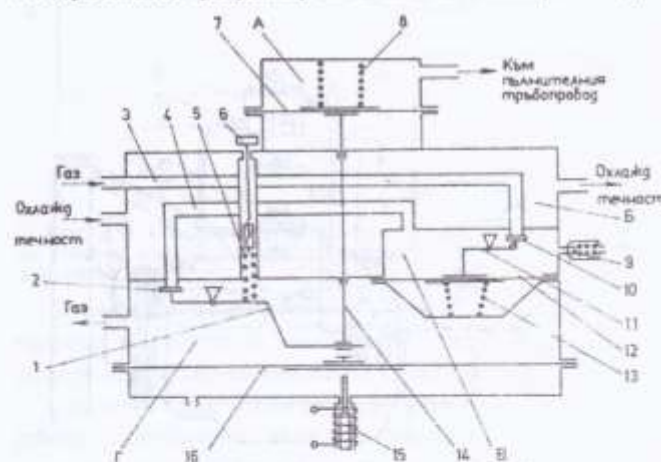
2.4.2. Елементи на газовите горивни уредби

Редуктор. Редукторите за газови горива представляват двустъпални регулатори на налягането от диафрагмено-лостов тип. Те понижават налягането на газа, постъпващ към смесителя, дозират неговия разход в зависимост от работния режим на двигателя и изключват подаването на газ при спиране на двигателя.

Редуктор-изпарител АГУ-60 (МК-ВМЗ гр. Сопот) представлява комбинация от двустъпален регулатор на налягане и изпарител (фиг. 2.59). Камерата В се съединява с охладителната уредба на двигателя и през нея циркулира охлаждаща течност.

Втеченият газ постъпва по медна тръба 3, която е разположена в камерата В. По този начин газът се загрева от охлаждащата течност.

Редукторът е съставен от първо стъпало с камера В, второ стъпало с камера Г, разтоварващо устройство с камера А, устройство за регулиране на състава на газо-въз-



Фиг. 2.59. Схема на редуктор-изпарител АГУ-60

душната смес при работа на двигателя на празен ход и пусково устройство.

Входният отвор в камерата В на първото стъпало се затваря от клапан 10, свързан чрез лост 11 с диафрагмата та 12. На налягането в камерата В противодейства пружината 13. В камерата В се поддържа постоянно налягане, което не превишава 0,2 МРа. Чрез медната тръба 4 камерата Г се затваря с клапан 2. Чрез лост 1 и щанга 14 клапанът 2 е съединен с диафрагмата 7 на разтоварващото устройство, чиято камера А е свързана с пълнителния тръбопровод на двигателя. При работа на двигателя под действие на разреждането в пълнителния тръбопровод диафрагмата та 7 се деформира, като свива пружината 8 и освобождава клапана 2. Изходният щуцер на камерата Г е съединен чрез тръба с дифузора на карбуратора. В

зависимост от разреждането в дифузора диафрагмата 16 отваря повече или по-малко клапана и съответно се подава необходимото количество газ. Чрез диафрагмата 16 в камерата Г налягането се поддържа около атмосферното.

При работа на двигателя на празен ход разреждането в дифузора е малко. Разходът на газ при този режим и съответно съставът на газо-въздушната смес зависи от натегнатостта пружината 5, която чрез лоста 1 действа на клапана 2. Съставът на газо-въздушната смес на празен ход се регулира с винта 6, чрез който се изменя натегнатостта на пружината 5.

При пускане на студен двигател газо-въздушната смес се обогатява с помощта на електромагнита 15. При пускане на ток в намотката на електромагнита котвата му действа на диафрагмата 16, а чрез нея и лоста 1 отваря максимално клапана 2.

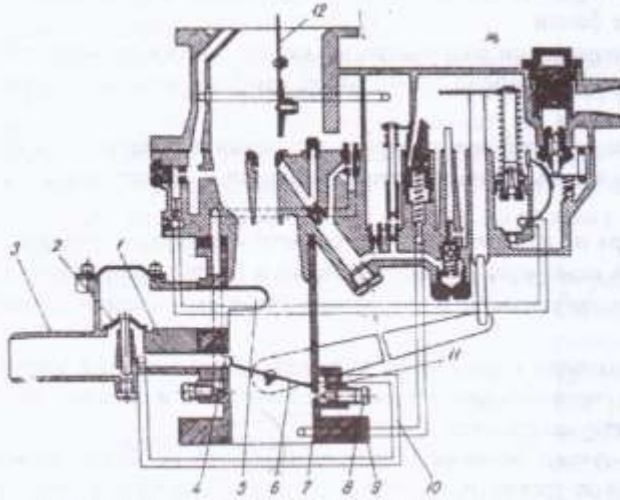
Камерата В на първото стъпало има предпазен клапан 9.

Карбуратор-смесител. В карбуратор-смесителя газовият смесител е обединен с карбуратора. Това е свързано със загуба на мощност при работа на двигателя на газ.

Газовата част на карбуратор-смесителя К-82М (фиг. 2.60) се състои от тяло 9, смесителна камера, тръба 3 за подаване на газа, обратен клапан 2, газова дюза 5, канали 1 и 10 и изходни отвори 4 и 7 на системата за празен ход.

При пускане на двигателя въздушната клапа частично се затваря. Под действие на разреждането в смесителната камера от газовата дюза 5 и от изходните отвори 4 и 7 на системата за празен ход изтича газ, който се смесва с въздуха. Образуваната се газо-въздушна смес постъпва в цилиндрите на двигателя.

При работа на двигателя на празен ход дроселната клапа 6 е затворена, разреждането пред нея е много



Фиг. 2.60. Схема на карбуратор-смесител

малко. Обратният клапан 2 е затворен и от газовата дюза не изтича газ. Под действие на разреждане то зад дроселната клапа от изходните отвори 4 и 7 на системата за празен ход изтича газ, който се смесва с въздуха, преминаващ между стените на смесителната камера и дроселната клапа. Разходът на газ и съответно съставът на газо-въздушната смес се регулира с винта 8.

При работа на двигателя с натоварване дроселната клапа частично или напълно е отворена. Под действие на разреждането в смесителната камера обратният клапан 2 е отворен и през газовата дюза изтича газ. Необходимият състав на газо-въздушната смес се осигурява от газовия редуктор.

Преустройство на карбураторен двигател за газово гориво. Всеки карбураторен двигател може да се преустрои за работа с газово гориво. Необходимо е само да се обзаведе с бутилки за газ и със съответната газова уредба. При две горивни уредби двигателят може да работи както с газ, така и с бензин.

При работа на карбураторен двигател с газ мощността му се намалява (при пропан-бутанов газ с 7÷11%, а при метанов газ с 16÷20%). Намаляването на мощността се дължи главно на това, че газо-въздушните смеси имат по-малка топлина на изгаряне от бензино-въздушната. Освен това системата за нагриване на пълнителния тръбопровод, необходима за работа на двигателя с бензин, излишно нагрива газо-въздушната смес и с това се намалява коефициент на пълнене.

3. ГОРИВНИ УРЕДБИ И РЕГУЛАТОРИ НА ДИЗЕЛОВИТЕ ДВИГАТЕЛИ

3.1. Смесообразуване и горене в дизеловите двигатели

3.1.1. Смесообразуване

Общи сведения. Смесообразуването в дизеловия двигател се осъществява в края на сгъстяването и в началото на разширяването за много късо време, което съответства на $20\div 40^\circ$ завъртане на колянния вал. При това смесообразуването по време съвпада с впръскването на гориво в цилиндъра и с развитието на процеса на горене. Приготвянето на качествена гориво-въздушна смес с равномерно разпределение на горивото в горивната камера при тези условия е много сложна задача. За получаване на гориво-въздушна смес с нужния състав е нужно:

- формата на горивната камера строго да съответства на формата, количеството и направлението на горивните факли;
- при впръскването горивото да се разпръсква на капки с такъв размер, при който да се разпределя равномерно в обема на горивната камера и изпарява достатъчно пълно;
- да се създаде организирано движение на заряда в горивната камера, за да се осъществи достатъчно пълно и съвършено смесване на парите и капките гориво с въздуха;

В зависимост от характера на изпаряването, смесването с въздуха и въвеждането в зоната на горенето на основната маса впръсквано в цилиндъра гориво се различават три начина на смесообразуване в дизеловите двигатели- обемн, слоен и обемно-слоен.

При обемното смесообразуване горивото се въвежда разпръснато на малки капки във въздушния заряд в горивната камера, където се изпарява и смесва с въздуха, като образува гориво-въздушната смес.

При слойното смесообразуване основната част от горивото се впръсква на стените на горивната камера и от организираното движение на въздуха се разстила на тънък слой по тях. Тънкият слой гориво бързо се нагрява и изпарява, като парите се смесват с въздуха и последователно се въвеждат в зоната на горенето.

При обемно-слойното смесообразуване гориво-въздушната смес се приготвя едновременно по обемн и слоен начин.

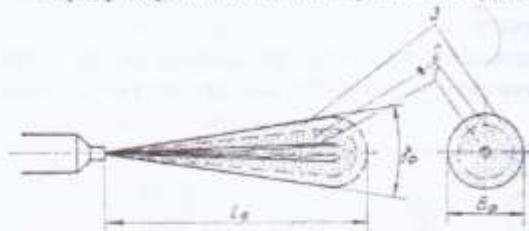
Разпръскване на горивото. При обемното и отчасти при обемно-слойното смесообразуване качеството на приготвяваната гориво-въздушна смес зависи главно от качеството на разпръскването на горивото. За пълното и своевременно изгаряне на горивото и за доброто използване на въздуха в цилиндъра на двигателя размерите на капките трябва да бъдат в границите $5\div 50 \mu\text{m}$. При много едри капки горивото не може да се изпари с необходимата скорост, горенето протича неравномерно, отделят се сажди и се влошават показателите на двигателя. При много малки капки изпаряването на горивото може напълно да завърши непосредствено до разпръскващите отвори на дюзата, което затруднява използването на въздуха в отдалечените части на горивната камера. За проникването на капките в горивната камера има значение и тяхната кинетична енергия, която зависи от налягането на впръскването. Затова капките трябва да имат такива размери, че обща-

та им сумарна повърхнина да бъде достатъчна за изпаряване на горивото с необходимата скорост, а масата им да бъде достатъчна да проникнат във всички части на горивната камера.

Разпадането на горивната струя зависи от скоростта, с която тя се движи във въздушната среда, от съпротивлението на въздуха и от първоначалните смущения при изтичането на горивото от разпръсквача. При движение на горивната струя във въздушната среда се появяват съпротивителни сили, които откъсват отделни капки от повърхността на струята, т.е. раздробяват я. Силите на повърхностното напрежение и вътрешното сцепление са молекулни сили, които се противопоставят на външните сили, т.е. възпрепятстват разпадането на горивна струя. При увеличаване на вискозитета на горивото тези сили се увеличават. Отрицателното влияние на вискозитета върху разпадането на горивна струя може да се намали чрез увеличаване на скоростта, с която горивото постъпва в горивната камера. Формата на разпадането на горивната струя зависи главно от скоростта на изтичане на горивото от разпръсквача.

Първоначалните смущения върху повърхността на горивната струя се появяват в резултат на въздействието на редица фактори: турбулентното движение на горивото в отворите на разпръсквача, формата на крайните ръбове (вътрешен и външен) на отворите, грапавостта на отворите, въздушните мехури в горивната струя, свиваемостта на горивото и др. Тези смущения ускоряват разпадането на горивната струя и са толкова по-големи, колкото по-голяма е скоростта на впръскването на горивото.

При раздробяването на горивната струя се образуват голям брой движещи се



Фиг. 3.1. Схема на факела на разпръснатото гориво: 1- сърцевина; 2- средна зона; 3- външна зона

капки, които формират факела на разпръснатото гориво. Общият брой на капките, които се образуват при разпръскването на горивото е $(0,5+20) \cdot 10^6$. разпределението на капките по брой и размери е твърде неравномерно.

На фиг. 3.1 е дадена схема на факела на разпръснатото гориво. Факелът се състои от сърцевина 1,

където се движат едри капки и отделни струи неразпръснато гориво, средна зона 2, която съдържа голям брой едри капки, и външна зона 3, която се състои от малки капки.

Факелът се характеризира със следните геометрични размери: дължина на факела (дългобойност) l_f , широчина на факела B_f и ъгъл на конуса на факела γ_f . Развитието на факела се характеризира със скоростта на движението на неговия фронт.

Всички величини, които характеризират факела, се изменят в процеса на впръскване на горивото.

При впръскване на горивото в неподвижна среда факелът се движи по оста на разпръскващия отвор. Когато горивото се впръсква в движеща се среда, факелът се изкривява. Ако въздухът се движи перпендикулярно на факела, външните слоеве на факела се отнасят от въздушния поток. Малките капки, които образуват

външните слоеве на факела, частично се изпаряват в движещия се въздух и попадат в зоната, където горивото се възпламенява. Ако факелът се движи срещу въздуха, което е характерно за предкамерата, той се изкривява, а малките капки от външните слоеве се отнасят от въздуха в зоната, където започва възпламеняването на горивото.



Фиг. 3.2. Характеристика на разпръскване на горивото

Качеството на разпръскване се оценява по средния диаметър на капките и по относителното количество на капките с различни размери. Характеристиките на разпръскване на горивото обикновено се изобразяват във вид на графици (фиг. 3.2), по абсцисната ос на които са нанесени диаметрите на капките, а по ординатната ос - отношението на броя на капките със съответните диаметри към общия брой капки (в проценти). Характеристиките на разпръскване дават представа не само за фиността на разпръскването, но и за еднородността на капките. На фиг. 3.2 кривата 1 съответства на фино и еднородно разпръскване, кривата 2 - на грубо и нееднородно разпръскване, кривата 3 - на грубо еднородно разпръскване. Еднородността на разпръскване е толкова по-голяма, колкото по-стръмни са нарастващият и намаляващият клон на характеристичната крива, а фиността на разпръскване е толкова по-голяма, колкото максимумът на кривата е по-близо до ординатната ос.

При изучаване и изследване на процесите на смесобразуване и горене освен физическият среден диаметър на капките се използва и т.нар. *среден обемен диаметър* и среден диаметър по Заутер:

$$\text{- среден обемен диаметър } d_v = \sqrt{\frac{\sum d_i^3}{n_i}}; \quad (3.1)$$

$$\text{- среден диаметър по Заутер (Sauter) } d_s = \frac{\sum d_i^3}{\sum d_i^2}; \quad (3.2)$$

където d_i е диаметърът на капката;

n_i - броят на капките с диаметър d_i ;

Средният обемен диаметър служи за оценка на фиността на разпръскването и на фактическия брой капки, които се образуват при впръскването на горивото. Той се определя от условието за равенство на броя на капките и на сумата на обемите на капките с фактически и със средни размери.

Средният диаметър по Заутер е диаметърът на капка, която има същото отношение *повърхност/обем*, както повърхността на всички капки към обема на всички капки, които се образуват при впръскването на горивото. Затова средният диаметър по Заутер може да се използва за изчисляване на нагриването и изпаряването на горивото в разпръснатата струя, тъй като нагривания обем и топлотовъзприемащата повърхност на капките относително са такива, каквито са капките със среден диаметър по Заутер. Намаляването на средните диаметри d_v и d_s показва по-фино разпръскване на горивото.

Средният диаметър на капките и еднородността на разпръскването, а също така и качеството на смесобразуването се определят от редица фактори, най-важни от които са налягането на впръскването, противоналягането на средата, честотата на въртене на горивонагнетателната помпа и конструктивните особености на разпръсквача.

При увеличаване на налягането на впръскване се повишават скоростта, с която горивото протича по каналите на разпръсквача, и скоростта, с която то изтича от разпръсквача във въздушната среда. В резултат на това значително се облекчава разпадането на струята гориво и се получават по-малки и еднородни по размер капки.

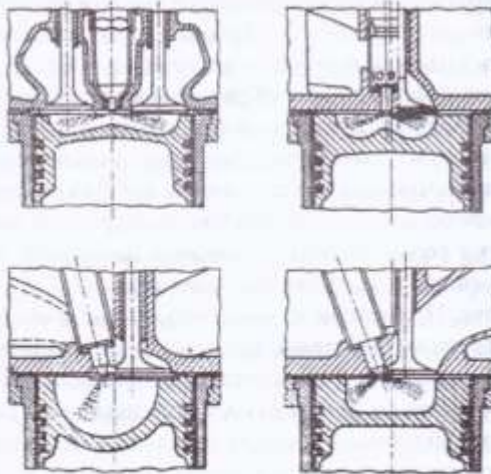
С повишаване на противоналягането силите на съпротивление на въздушната среда се увеличават. Тези сили спомагат за откъсване на малки капки от струята, в резултат на което разпръскването на горивото се подобрява. От друга страна, съпротивлението на газовата среда пречи на проникването на факела на горивото в горивната камера, т.е. намалява неговата дългобойност и същевременно увеличава ъгъла на конуса му.

С повишаване на честотата на въртене на гърбичния вал на горивонагнетателната помпа времето за подаване на гориво намалява, вследствие на което налягането и скоростта на впръскване се увеличават. Увеличават се дългобойността и ъгълът на конуса на горивния факел, подобрява се качеството на разпръскването.

При по-голям вискозитет на горивото качеството на разпръскване се влошава. Вискозитетът може да се намали чрез загряване на горивото.

С увеличаване на диаметъра на разпръскващия отвор при постоянно налягане на впръскване и постоянно противоналягане на газовата среда дългобойността на факела нараства. При намаляване на диаметъра на разпръскващия отвор горивната струя започва да се разпада по-рано и по-близо до разпръсквача, ъгълът на конуса на факела се увеличава, фиността и еднородността се повишават, а дългобойността на факела се намалява.

Смесобразуване в двигателите с непосредствено впръскване. В двигателите с непосредствено впръскване



Фиг. 3.3. Неразделени горивни камери с обемно смесобразуване

горивната камера представлява единен обем, ограничен от повърхностите на челото на буталото, цилиндровата глава и цилиндъра. Основната част на горивната камера най-често е разположена в буталото, но се срещат и двигатели, в които тя е разположена в цилиндровата глава. Съществуват различни конструкции неразделени горивни камери.

Обемно смесобразуване. При обемното смесобразуване горивото се впръсква непосредствено в горивната камера (фиг. 3.3). Горивото се разпръсква главно за сметка на кинетичната му енергия. Горивните капки се разпределят във въздушна-

та среда по целия обем на горивната камера главно чрез съгласуване на формата и размерите на камерата с формата и размерите на горивния факел. Обикновено разпръсквачите са с няколко разпръскващи отвора.

В съвременните дизелови двигатели с неразделни горивни камери за подобряване на смесообразуването се създава интензивно вихрово движение на въздуха и работната смес. С това се увеличава значително скоростта на изпаряване на горивните капки. Вихровото движение на въздуха и сместа се създава чрез специален екран на пълнителния клапан или чрез специален тангенциален пълнителен канал, които насочват постъпващия въздух тангенциално в цилиндъра на двигателя. Допълнително по хода на буталото в такта съгъстяване възниква движение на въздуха от стените на цилиндъра в камерата поради изтласкването му от пространството между челната повърхност на буталото, която при разположение на камерата в буталото има вид на венец, и цилиндровата глава. По-голямата част от впръснатото гориво се изпарява в обема на горивната камера. Известно количество гориво, особено при голямо натоварване на двигателя, достига стената на камерата, разстила се по нея на тънък слой и се изпарява. Изпареното в обема и от стената на камерата гориво се подхваща от движещия се въздух, интензивно се смесва с него и изгаря.

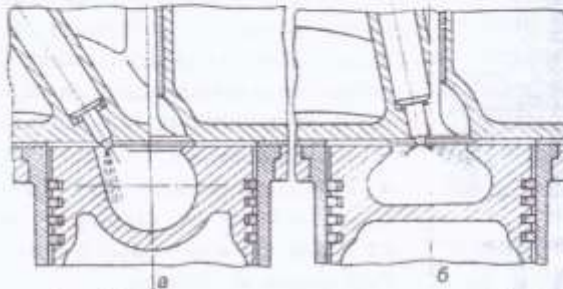
Поради взаимодействието на въртеливото движение, създадено при процеса пълнене, и движението към камерата, създадено от изтласкването на заряда от периферията навътре, зарядът в цилиндъра извършва сложно движение. Този процес на преливане на движенията на заряда в цилиндъра е свързан с определени загуби на енергия, които са толкова по-големи, колкото по-голяма е изходната енергия на въртеливото движение на заряда и по-малко отношението на диаметъра на камерата в буталото към диаметъра на цилиндъра. Създаването на въртеливо движение на заряда предизвиква намаляване на коефициента на пълнене. Тези недостатъци могат да се ограничат, като се използва плитка и широка камера в буталото, а постъпващият въздух не се завихря толкова интензивно – за ускоряване на изпаряването на горивните капки горивото се разпръсква на фини капки чрез значително увеличаване на налягането на впръскването до 180–200 МРа. Такова високо налягане на впръскване се осъществява от помпа-дюзни или акумулаторна горивна уредба.

В традиционните дизелови двигатели с обемно смесообразуване налягането на впръскване не превишава 80–100 МРа. Горивната камера е компактна, с относително малка повърхност и загубите на топлина в охлаждащата среда са сравнително малки. Затова тези двигатели са икономични и лесно се пускат в ход. Но поради несъвършеното смесообразуване (неравномерно разпределение на горивото във въздушната среда) двигателите работят с голям излишък на въздух ($\alpha=1,7\div 2,0$ на номинален работен режим) и имат умерено средно ефективно налягане.

Слойно (пристенно) смесообразуване. При слойното смесообразуване в обема на горивната камера се подава и разпръсква незначително количество гориво (около 5%), което преминава през всички стадии на подготовка за възпламеняване, както при обемния начин на смесообразуване, и служи за възпламеняване на работната смес. Основното количество гориво (около 95%) в течно състояние се подава върху горещата стена на горивната камера под остър ъгъл (фиг. 3.4. а), за да не се отрази, а разстеле на голяма площ във вид на тънък слой. За да се подпомогне разстилането на горивото върху стената на камерата, посоката на въздуха трябва

ва да съвпада с посоката на горивната струя. Необходимото въртливо движение на въздуха се постига с екран на пълнителния клапан или чрез специално оформен тангенциален или винтов пълнителен канал в цилиндричната глава.

Слой гориво върху стената на горивната камера бързо се нагрява, като парите



Фиг. 3.4. Неразделени горивни камери за слойно (а) и местно топлина за изпаряване обемно-слойно (б) смесообразуване

се увеличат и смесват със завихрения въздух. Последователно подготвяната гориво-въздушна смес попада в зоната на горене, която се образува първоначално от самовъзпламеняване на впръснатото гориво в обема на горивната камера, и изгаря във фронта на дламяка. Необходимото количество топлина за изпаряване на слоя гориво се получава от

нагрялата стена на горивната камера. За целта температурата на стената на горивната камера трябва да бъде достатъчна за изпаряване на горивото с необходимата скорост, но недостатъчна за термичното разпадане на молекулите му. Когато температурата на буталото е над допустимата, челото на буталото се охлажда с масло. Същността на слойното смесообразуване се състои в това, че горивото се смесва с въздуха след неговото изпаряване.

Отличителна черта на двигателите със слойно смесообразуване е тяхната способност да работят с различни горива, включително и с бензин, т.е. те не са чувствителни към качеството на използваното гориво.

При слойното смесообразуване не се изисква толкова фино разпръскване на горивото. Налягането на впръскването не превишава $40\div 45$ МПа. Използват се дюзи с един или два разпръскващи отвора.

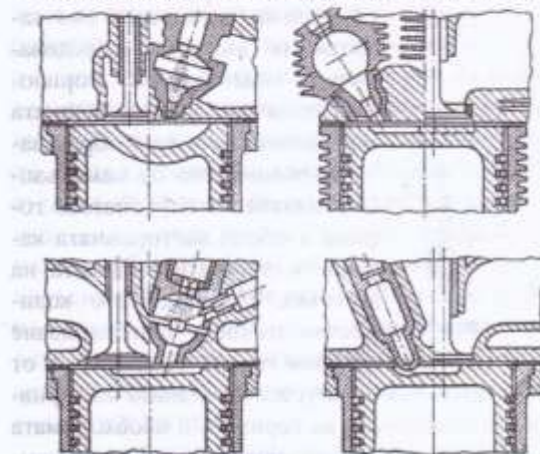
Обемно-слойното смесообразуване притежава признаците на обемното и на слойното смесообразуване и затова се нарича още смесено или комбинирано (фиг. 3.4. б). Горивната камера е разположена в буталото, а дюзата е поставена вертикално или наклонено. Горивото се впръсква при по-високо налягане в сравнение със слойното смесообразуване ($50\div 80$ МПа). При впръскването голяма част от горивото се разпръсква в обема на горивната камера, а останалата част попада на стените на камерата и се разстила в тънък слой по тях. Използват се дюзи с многоструен разпръсквач ($3\div 5$ разпръскващи отвора).

Смесообразуване в двигателите с разделени горивни камери. При дизеловите двигатели с разделени горивни камери необходимата енергия за смесообразуване се получава главно за сметка на движението на въздуха и на продуктите на горенето през време на процесите съгъстяване, горене и разширяване и в значително по-малка степен за сметка на енергията на горивната струя.

Разделянето на горивната камера на два обема, съединени помежду си с един или няколко канала, създава възможност за протичане на въздуха и продуктите на горенето от едното в другото пространство, в резултат на което се създава интензивно вихрово движение и се постига качествено смесване на разпръскваното гориво с въздуха.

В зависимост от конструктивните форми на разделените горивни камери и характерните особености на потоците на въздуха и продуктите на горенето съответните дизелови двигатели се делят на вихрокамерни и предкамерни.

Предкамерно смесообразуване. Горивната камера на двигателите с предкамерно



Фиг. 3.5. Предкамери

но смесообразуване е разделена на две части - главна горивна камера, разположена между челото на буталото и цилиндровата глава, и допълнителна горивна камера (предкамера), разположена в цилиндровата глава (фиг. 3.5). Двете камери са съединени с един или няколко канала с относително малко сечение.

Предкамерата е разположена централно или е изместена относно оста на цилиндъра, за да се увеличи пропускателното сечение на клапаните. Обемът на предкамерата представлява 25÷40% от обема на цялата горивна камера (сгъстителното пространство). Дюзата с един разпръскващ отвор е разположена по оста на предкамерата. Челото на буталото обикновено има вдлъбнатина, разположена в зоната на изхода на съединителните канали, с което смесообразуването се подобрява.

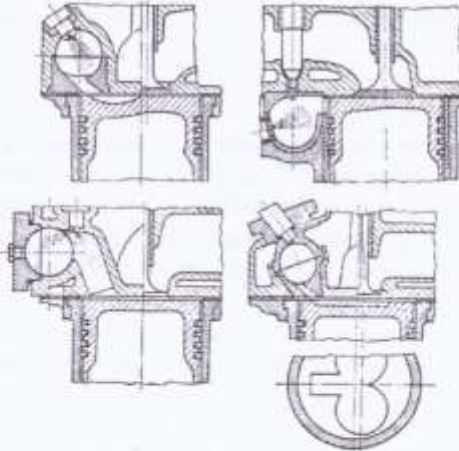
При движение на буталото от д.м.т. към г.м.т. през време на такта сгъстяване налягането в цилиндъра нараства по-бързо, отколкото в предкамерата, поради хидравличното съпротивление на съединителните канали. Благодарение на тази разлика в наляганията (около 0,3÷0,8 МРа) въздухът от цилиндриите преминава с голяма скорост в предкамерата, където възниква безпорядъчно вихрово движение, спомагащо за смесване на впръснатото гориво в предкамерата с въздуха. Горивото се впръсква по посока към съединителните канали срещу въздушния поток приблизително тогава, когато неговата скорост е най-голяма. Тъй като обемът на предкамерата е малък, кислородът от въздуха в нея не е достатъчен за изгаряне на цялото количество гориво. Изгаря само една част от него, в резултат на което температурата и налягането в предкамерата нарастват значително. Под действие на увеличеното налягане част от горивото заедно с получените продукти на горенето се изтласкват с голяма скорост през съединителните канали в надбуталното пространство на цилиндъра. Благодарение на тази голяма скорост и интензивното вихрообразуване се създават благоприятни условия за качествено разпръскване на основната част от подаденото гориво и смесването му с въздуха в главната горивна камера, където протича и неговото пълно изгаряне. Това осигурява добро използване на въздуха в двигателите ($\alpha_{\text{min}}=1,2$) и достатъчно високо средно ефективно налягане.

По такъв начин при предкамерните двигатели смесообразуването се осъществява главно за сметка на енергията, получена при изгаряне на част от горивото в предкамерата. Чувствителността на работния процес към качеството на разпръск-

ване на горивото е незначителна. Затова се използват едноструйни разпръсквачи със сравнително голямо пропускателно сечение, а горивото се впръсква при относително по-ниско налягане.

Поради относително по-голямата охладителна повърхнина на горивната камера топлинните загуби в охлаждащата среда са по-големи в сравнение с двигателите с непосредствено впръскване. Преминаването на газовете (работното вещество) с големи скорости от главната камера в предкамерата и обратно е свързано със загуби на енергия. Затова предкамерните дизелови двигатели имат по-голям разход на гориво и пускането им е по-трудно.

Вихрокамерно смесообразуване. При вихрокамерното смесообразуване горивната камера е разделена на две части - главна горивна камера, разположена между челото на буталото и цилиндровата глава, и допълнителна вихрова камера с цилиндрична или сферична форма, разположена в цилиндровата глава (рядко в цилиндровия блок) (фиг. 3.6). Двете камери са съединени с един или няколко канала с голямо сечение, разположени тангенциално относно вихровата камера. Обемът на вихровата камера е 40÷80% от целия обем на горивната камера (съгъстителното пространство).



Фиг. 3.6. Вихрови горивни камери

При такта съгъстяване въздухът преминава от цилиндъра във вихровата камера. Благодарение на тангенциалното разположение на съединителния канал и съответстващата форма на вихровата камера в нея възниква интензивно въртливо движение на въздуха. В момента, когато въртливото движение на въздуха е най-интензивно, чрез щифтова или безщифтова едноструйна дюза във вихровата камера се впръсква горивото. Впръснатото гориво частично се изпарява в обема на вихровата камера, а останалата част, увлечена от въздушния поток, попада върху стената и се изпарява. След възпламеняване и изгаряне на част от горивото температурата и налягането във вихровата камера нарастват, вследствие на което сместа от продукти на горенето, въздух и гориво с голяма скорост изтича в главната камера. При това горивото и газовете, които не са могли да изгорят във вихровата камера се смесват с още неизползвания въздух в главната горивна камера.

Поради високото качество на смесообразуването вихрокамерните двигатели могат да работят с малък излишък на въздух ($\alpha_{\text{мин}}=1,15\div 1,25$), което позволява да се увеличи средното ефективно налягане на двигателите с всмукване. Чувствителността на работния процес към качеството на разпръскване на горивото е незначителна.

Интензивността на вихровото движение на въздуха във вихровата камера зависи главно от скоростта на въздуха в съединителния канал. При нарастване на честотата на въртене на колянвия вал тази скорост се повишава и съответно вих-

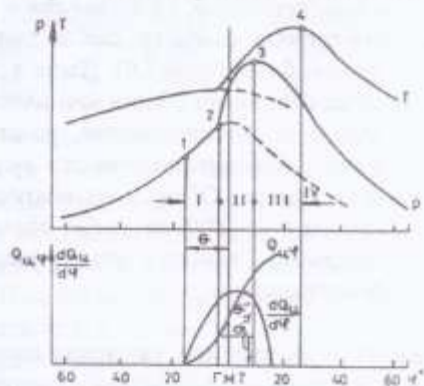
ровите потоци в горивната камера се усилват. Така се създават благоприятни условия за пълно изгаряне на горивото и при високи честотни режими на двигателя. Затова двигателите с вихрокамерно смесообразуване са най-бързоходни от всички дизелови двигатели.

Поради по-развитата охладителна повърхност на горивната камера и поинтензивното отвеждане на топлината вследствие на високата скорост на движение на горещите газове във вихровата камера, съединителния канал и цилиндъра загубите на топлина в сравнение с двигателите с непосредствено впръскване са по-големи и съответно разходът на гориво на двигателите с вихрокамерно смесообразуване е по-голям.

По същите причини двигателите с вихрокамерно смесообразуване се пускат по-трудно.

3.1.2. Горене

Периоди на горене. В дизеловите двигатели горивото се впръсква в нагретия



Фиг. 3.7. Индикаторна диаграма на дизелов двигател, разгъната по ъгъла на завъртане на колянния вал

сгъстен въздух, който има температура $700\div 900\text{ K}$ и налягане $3\div 5\text{ MPa}$. Впръскването на горивото започва преди г.м.т. и завършва преди или след г.м.т. На фиг. 3.7 е показана индикаторната диаграма на процеса на горене в дизелов двигател с непосредствено впръскване. Дадени са и изменението на количеството впръснато гориво в цилиндъра $Q_{\text{вп}}$, скоростта на неговото подаване $\frac{dQ_{\text{вп}}}{d\varphi}$ и средната температура T на газовете (работното вещество) в зависимост от ъгъла φ на завъртане на колянния вал.

Впръскването на горивото започва в т. 1. Ъгълът θ между началото на впръскването на горивото и г.м.т. се нарича *ъгъл на изпреварване на впръскването*.

Процесът на горене може условно да се раздели на четири периода:

I. Период на задържане на възпламеняването (подготвителен период) - от началото на впръскване на горивото до отделянето на линията на повишаване на налягането поради изгаряне на гориво от линията на сгъстяването, определена без подаване на гориво (т. 2). През този период впръснатото количество гориво се нагрява, изпарява и смесва с въздуха и се развиват предпламъчни реакции. Възникват първите огнища на самовъзпламеняване. В резултат на отделящата се топлина налягането започва да се повишава.

II. Период на бързо горене - от момента на отделяне на линията на повишаване на налягането поради изгарянето на гориво от линията на сгъстяване до момента, в който налягането в цилиндъра достига максимална стойност p_2 (т. 3). През периода на задържане на възпламеняването в цилиндъра постъпва определено количество гориво $Q_{\text{вп}}$. В резултат на изгаряне на това гориво, значителна част от

което успява да се изпари и да образува с въздуха горлива смес (в границите на възпламеняемост), а също така и поради частичното изгаряне на горивото, което продължава да изтича от дюзата, налягането бързо се повишава.

III. Период на бавно горене. Скоростта на горене през този период се определя главно от скоростта на смесване на парите на горивото с въздуха. Поради движението на буталото към д.м.т. обемът на цилиндъра непрекъснато се увеличава. Затова налягането се изменя незначително. Средната температура в цилиндъра нараства. Условно се приема, че периодът на бавното горене приключва в момента, в който температурата стане максимална (т. 4).

IV. Период на догаряне. Поради догаряне на останалото гориво в цилиндъра се отделя допълнително топлина. Скоростта на догарянето зависи от скоростта на дифузията и турбулентното смесване с въздуха на останалото още неизгоряло гориво и продуктите на непълното горене, които се образуват в зоните на местно преобогатяване на сместа. Периодът на догаряне обхваща значителна част от хода на разширяването. При неблагоприятни условия за процеса на горене горивото не изгаря напълно и в отработилите газове се съдържат сажди, СО и СН.

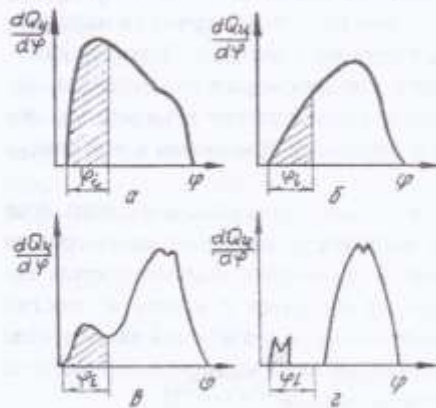
“Твърдост” на работния процес. Ефективността на работния процес зависи както от пълнотата, така и от своевременното отделяне на топлината. Скоростта на топлоотделянето през периода на бързото горене определя скоростта на нарастване на налягането по ъгъла на завъртане на колянния вал $\frac{dp}{d\varphi}$ и съответно резкостта на прилагане на силите към частите на коляно-мотовилковия механизъм. Скоростта на нарастване на налягането $\frac{dp}{d\varphi}$ характеризира *“твърдостта”* на работния процес на двигателя. Работата на дизеловия двигател се смята умерено твърда, ако през периода на бързото горене $(\frac{dp}{d\varphi})_{\text{ср}} \leq 0,4 + 0,5 \text{ МПа/1}^\circ$. При това максималната стойност на $\frac{dp}{d\varphi}$ може да достигне 1 МПа/1° . От $\frac{dp}{d\varphi}$ до голяма степен се определя шумността на работата на двигателя.

Колкото повече гориво успява да постъпи през първия период на горене в горивната камера и колкото по-еднородна е образувалата се гориво-въздушна смес, толкова по-голяма е скоростта на нарастване на налягането. Количеството гориво, което постъпва през първия период, се определя от периода на задържане на възпламеняването и от характеристиката на впръскването на горивото, т.е. от характера на разпределение на впръснатото гориво по ъгъла на завъртане на колянния вал и интензивността на смесването на горивото с въздуха.

На продължителността на задържане на възпламеняването влияят редица фактори: химичните свойства на горивото- неговата възпламеняемост; температурата и налягането на въздуха в момента на впръскването на горивото; качеството на разпръскването на горивото; характерът на вихровото движение на въздуха в горивната камера; наличност на нагreti повърхности в горивната камера.

Склонността на горивото да се самовъзпламенява се оценява с т. нар. *цетаново число*. Физическите характеристики на горивото- вискозитет, повърхностно налягане и изпаряемост, също влияят на процеса на горена. От вискозитета и повърхност-

ното налягане на горивото зависи фиността на разпръскването му, а от изпаряемостта на горивото зависи скоростта на образуване на гориво-въздушната смес.



Фиг. 3.8. Типични характеристики на впръскването

При определена продължителност на периода на задържане на възпламеняването количеството гориво, което постъпва в горивната камера за този период, зависи от характеристиката на впръскването на горивото – разпределението на горивото по ъгъла на завъртане на колянвия вал. На фиг. 3.8 са показани най-типичните характеристики на впръскването.

При характеристиката на впръскването, представена на фиг. 3.8 а, в началото на впръскването много интензивно се подава гориво в цилиндъра. През периода на задържане на възпламеняването φ , в цилиндъра се натрупва много гориво (количеството му се представя със заштрихованата площ на диаграмата) и след възпламеняването скоростта на нарастване на налягането е прекомерно голяма. Затова не е целесъобразно да се използва горивна апаратура с такава характеристика на впръскването.

Характеристиката на впръскването, показана на фиг. 3.8 б, е по-благоприятна за процеса горене и за работата на двигателя. Подаването на гориво в цилиндъра нараства постепенно и през периода на задържане на възпламеняването в цилиндъра не се натрупва много гориво. Твърдостта на работата на двигателя при такава характеристика е умерена.

При стъпаловидната характеристика на впръскването (фиг. 3.8 в) в началото интензивността на подаване на гориво е малка и съответно скоростта на нарастване на налягането в процеса горене е малка.

При двуфазно впръскване (фиг. 3.8 г) горивото постъпва в цилиндъра като две отделни порции. Отначало се впръсква малка порция гориво, която след изтичане на подготвителния период се възпламенява, като не предизвиква рязко повишение на налягането. Втората, основната порция гориво се впръсква в горивната камера след възпламеняването на първата порция. При такава характеристика на впръскването работата на двигателя е мека.

Характеристиката на впръскването оказва съществено влияние само върху твърдостта на работата на двигателя при непосредствено впръскване – обемно смесообразуване. При слойно смесообразуване горенето започва с порцията гориво (5% от цикловото количество гориво) впръснато в обема на горивната камера. Останалото количество гориво се включва постепенно в процеса на горене, като се изпарява от повърхността на горивната камера, върху която то е във вид на тънък слой. Затова двигателите със слойно смесообразуване работят меко, почти безшумно ($\frac{dp}{d\varphi} = 0,25 \div 0,4 \text{ MPa/1}^\circ$). Аналогично е и положението с двигателите с обемно-слойно смесообразуване ($\frac{dp}{d\varphi} = 0,55 \div 0,65 \text{ MPa/1}^\circ$).

В двигателите с разделена горивна камера (предкамерни и вихрокамерни) горенето започва в предкамерата или във вихровата камера и след това се прехвърля в основната камера. Затова налягането нараства плавно, работата на двигателя е мека (при предкамерните двигатели $\frac{dp}{d\varphi} = 0,2 \div 0,3 \text{ MPa/1}^\circ$, а при вихрокамерните двигатели $\frac{dp}{d\varphi} = 0,25 \div 0,4 \text{ MPa/1}^\circ$).

Средната скорост на нарастване на налягането в периода на бързото горене в традиционните двигатели с обемно смесобразуване $\frac{dp}{d\varphi} = 0,6 \div 1,2 \text{ MPa/1}^\circ$. Затова тези двигатели работят твърдо, шумно и използването им като двигатели за леки автомобили бе неприемливо. Картината съществено се промени през последните години, когато двигатели с обемно смесобразуване бяха комплектувани с помпа-дюза или акумулаторна горивна уредба с електронно управление. Тези горивни уредби освен че впръскват горивото под високо налягане и осъществяват финото му разпръскване, като с това съкращават периода на задържане на възпламеняването, както и общо процеса на горене, осъществяват оптимално двуфазно впръскване на горивото. Така се постига безшумна работа и голяма бързоходност на двигателя.

Ъгъл на изпреварване на впръскването. Процесът на горене и показателите на двигателя до голяма степен се определят от ъгъла на изпреварване на впръскването на горивото. При голямо изпреварване на впръскването задържането на възпламеняването се увеличава, тъй като налягането и температурата в началото на впръскване са по-ниски. Съответно рязко нарастват p_c и $\frac{dp}{d\varphi}$ не само поради факта, че се събира по-голямо количество гориво през периода на задържане на възпламеняването, но и поради това, че по-голяма част от горивото изгаря около г.м.т. при постоянен обем. При по-малък ъгъл на изпреварване на впръскването задържането на възпламеняването се намалява, двигателят работи по-меко, но мощността му и пълнотата на горенето се намаляват, тъй като голяма част от горивото изгаря в процеса на разширяване. На всеки работен режим на двигателя съответства определен оптимален ъгъл на изпреварване на впръскването на гориво, при който двигателят работи най-икономично и развива максимална мощност.

Оптималният ъгъл на изпреварване на впръскването зависи от конструкцията на двигателя, неговия топлинен режим, налягането и температурата на въздуха на входа в цилиндъра, характеристиката на впръскването, натоварването на двигателя и честотата на въртене на колянвия вал. При увеличаване на честотата на въртене абсолютната продължителност на задържане на възпламеняването (по време) се намалява, но относителната му продължителност (по ъгъла на завъртане на колянвия вал) нараства.

При увеличаване на натоварването на двигателя ($n = \text{const}$) в горивната камера изгаря по-голямо количество гориво. Поради това температурата на буталото, камерата и стените на горивната камера нараства, физико-химичната подготовка на горивото за самовъзпламеняване се извършва по-интензивно и затова периодът на задържане на възпламеняването се намалява, но общата продължителност

ренето се увеличава, тъй като се увеличава цикловото количество гориво. Затова оптималният ъгъл на изпреварване на впръскването се увеличава при нарастване на натоварването на двигателя.

При по-ниска температура на охлаждащата течност, както и при по-ниски температура и налягане на въздуха на входа в цилиндъра, оптималният ъгъл на изпреварване на впръскването на гориво е по-малък.

Продължителността на впръскването и характеристиката на впръскването съществено влияят на протичането на горенето. При намаляване на продължителността на впръскването при едно и също циклово количество гориво задържането на възпламеняването не се изменя, но скоростта на нарастване на налягането и максималното налягане се увеличават.

3.2. Горивни уредби на дизеловите двигатели

3.2.1. Общи сведения за горивната уредба на дизеловия двигател

Автомобилните и тракторните двигатели работят обикновено при различни натоварвания и честоти на въртене на колянния вал. Двигателят трябва да работи устойчиво при малка честота на въртене на празен ход, бързо да възприема увеличеното натоварване и да осигурява движение на автомобила и трактора със съответната скорост при различни експлоатационни условия.

Нормалната работа на дизеловия двигател на посочените режими е възможна само при висококачествена работа на горивната уредба. Към горивната уредба се поставят следните основни изисквания:

1. Във всеки цилиндър на двигателя за един работен цикъл трябва да се подава определено количество гориво в зависимост от натоварването и честотата на въртене на колянния вал на двигателя. При изменение на натоварването и честотата на въртене на колянния вал на двигателя горивната уредба трябва бързо да променя цикловото количество гориво, впръсквано в цилиндъра, така че при изменението се работен режим двигателят да развива необходимата мощност.

2. Горивото трябва да се впръсква в цилиндъра на двигателя в период от работния цикъл, когато това е необходимо за най-ефективното му изгаряне.

3. Фиността на разпръскването на горивото и разпределянето му в горивната камера трябва да съответстват на конструктивните особености на двигателя и на процеса на смесобразуването (вид на горивната камера, начин на смесобразуване, завихряне и подгриване на въздуха и др.), тъй като от тези фактори съществено зависят горивната икономичност на двигателя, твърдостта на работния процес и димността на отработилите газове.

4. Горивната уредба на многоцилиндровите двигатели трябва да подава еднакво циклово количество гориво във всички цилиндри при един и същ ъгъл на изпреварване на впръскването.

5. Горивната уредба трябва да бъде по възможност проста по конструкция, дълго да работи без нарушаване на първоначалното регулиране и без забележимо износване на триещите се части, а също и да бъде удобна за обслужване в експлоатационни условия.

Горивната уредба на автотракторните дизелови двигатели бива главно два типа:

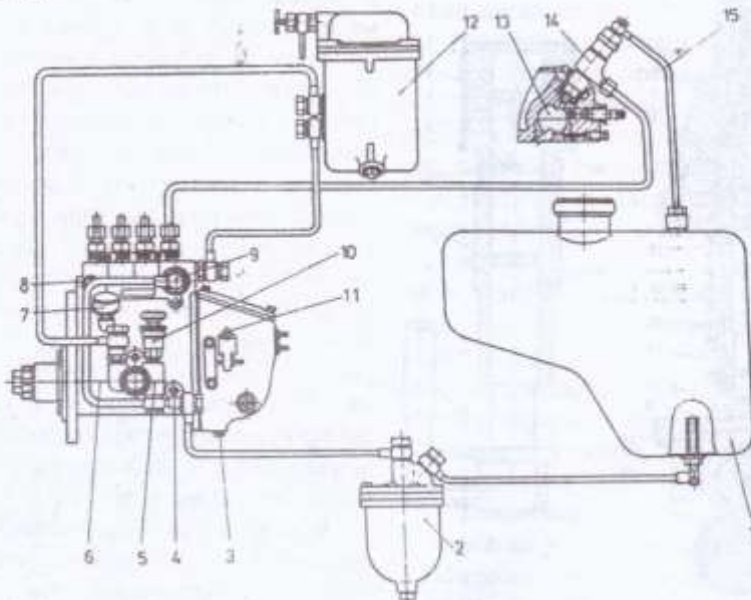
- разделена, когато горивонагнетателната помпа и дюзата (впръсквачът) конструктивно са отделени една от друга и са съединени с тръбопровод за високо налягане;

- неразделена, когато горивонагнетателната помпа и дюзата конструктивно са обединени в един възел (помпа-дюза).

Според начина на дозиране на горивото горивната уредба и от двата типа се подразделя на:

- горивна уредба с шибърно дозиране, в която цикловото количество гориво се изменя от помпения елемент- буталото на помпения елемент действа като шибър;

- горивна уредба с дозиране чрез дроселиране, в която с дроселиращо устройство се изменя количеството на постъпващото в цилиндъра на помпения елемент гориво.



Фиг. 3.9. Схема горивната уредба на вихрокамерен дизелов двигател:

1-резервоар; 2- филтър за грубо пречистване на горивото; 3- пробка за източване на маслото; 4- контролна пробка за нивото на маслото; 5- горивоподаваща помпа; 6- горивонагнетателна помпа; 7- отдушник; 8- пробка за обезвъздушаване; 9- пропускателен клапан; 10- ръчна подаваща помпа; 11- пробка за налягане на масло; 12- филтър за фино пречистване на горивото; 13- вихрова камера; 14- дюза; 15- тръбопровод

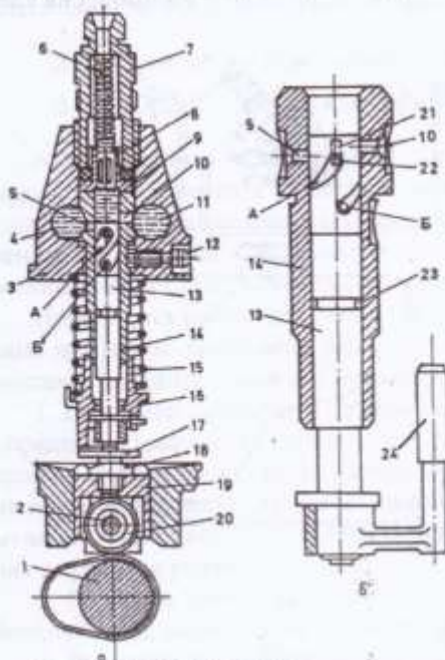
Обикновено разделената горивна уредба се състои от следните основни елементи: резервоар, филтри, горивоподаваща помпа, горивонагнетателна помпа и дюзи. Всички елементи се съединяват с тръбопроводи в определена последователност и образуват единна система.

На фиг. 3.9. е показана схемата на горивната уредба на вихрокамерен тракторен дизелов двигател. Гориво се подава по следния начин. От резервоара 1 през филтъра за грубо очистване 2 горивото се засмуква от горивоподаващата помпа 5 и под налягане се подава към филтъра за фино пречистване 12. Пречистеното гориво постъпва във всмукателния канал на горивонагнетателната помпа 6. Пропускателният клапан 9 поддържа във всмукателния канал на горивонагнетателната

помпа постоянно налягане ($0,07 \pm 0,12$ МРа), като пропуска излишното гориво, което се връща във всмукателния канал на горивоподаващата помпа. От горивонагнетателната помпа се отмерва необходимото циклово количество гориво, което в определен момент се подава към дюзата 14. От дюзата под високо налягане горивото се впръсква в горивната камера на двигателя. Малкото количество гориво, което преминава през хлабината между иглата и тялото на разпръсквача на дюзата, по тръбопровода 15 се връща в резервоара.

3.2.2. Горивонагнетателна помпа шибърен тип

Устройство и принцип на действие. Горивонагнетателната помпа е най-



Фиг. 3.10. Помпена секция

1- гърбичен вал; 2- ос на ролката; 3- глава на горивонагнетателната помпа; 4 и 11- надлъжни канали в главата на горивонагнетателната помпа; 5- преливен отвор; 6- пружина на нагнетателния клапан; 7- шуцер; 8- нагнетателен клапан; 9- седло на нагнетателния клапан; 10-всмукателен отвор; 12- фиксиращ винт; 13- бутало; 14- цилиндър; 15- пружина; 16- талерка на пружината; 17- регулиращ болт; 18- контрагайка; 19-повдигач; 20- ролка на повдигача; 21- осов канал; 22-радиален канал; 23- пръстеновидна канавка на буталото; 24- водач

сложният агрегат на горивната уредба на дизеловия двигател. Тя служи за подаване на еднакви дози гориво във всички цилиндри на двигателя в количество, което съответства на натоварването на двигателя, и в моменти, когато са създадени най-добри условия за горене. В автомобилните и тракторните дизелови двигатели се използват два типа горивонагнетателни помпи- редови и разпределителни. Редовите горивонагнетателни помпи обединяват в едно тяло отделните помпни елементи (секции), чиито брой е равен на броя на цилиндрите на двигателя. В разпределителните помпи един помпен елемент подава гориво в няколко цилиндъра, като се включва последователно към съответните дюзи.

В автомобилните и тракторните двигатели най-разпространени са *шибърните горивонагнетателни помпи*. При тях количеството на горивото, подавано в цилиндъра на двигателя (цикловото количество гориво), се изменя от помпния елемент при неизменен ход на буталото и при практически неизменно запълване на надбуталното пространство с гориво.

Помпената секция (фиг. 3.10) се състои от следните части: бутало 13, цилиндър 14, гърбичен вал 1, повдигач 19, пружина 15 и нагнетателен клапан 8. Ци-

линдърът се фиксира в главата 3 на горивонагнетателната помпа с винта 12. Долният край на буталото допира до регулиращия болт 17, завит в тялото на ролковия повдигач 19. Регулиращия болт се закрепва с контрагайката 18.

При въртене на гърбицния вал 1 буталото извършва възвратно-постъпателно движение. Нагоре то се повдига от гърбицата, а надолу се връща от пружината чрез талерката 16.

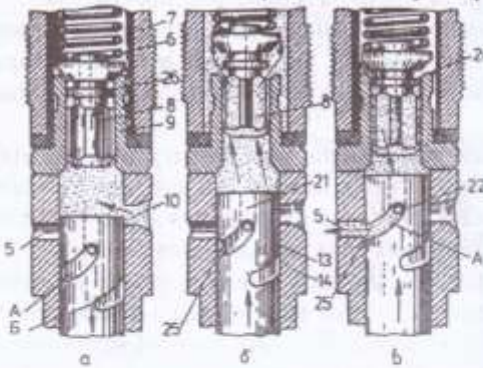
Цилиндърът 14 има два отвора: всмукателен 10 и преливен 5. В горната част на буталото са издълбани две симетрични противоположни винтови канавки А и Б, които чрез радиален канал 22 са съединени една с друга, а чрез осов канал 21- с пространството на буталото. Към горния край на цилиндъра чрез щуцера 7 се притиска седлото 9 на нагнетателния клапан. Нагнетателният клапан 8 се задържа в седлото от пружината 6.

Буталото и цилиндърът образуват помпения елемент. Те се изработват от стомана с голяма точност и гладкост. Хлабината между буталото и цилиндъра е $0,5 \div 1,5 \mu\text{m}$. За да се осигури нормална работа на горивната уредба, при необходимост помпеният елемент трябва да се заменя само комплектно.

Нагнетателният клапан има сложна форма. Цилиндричната част на клапана е изработена с надлъжни канавки, които служат като канали за преминаване на горивото от надбуталното пространство в щуцера. Разтоварващия пояс 26 (фиг. 3.11) е подбран точно по направляващия цилиндричен отвор в седлото на клапана. Затова горивото започва да постъпва в щуцера едва след като разтоварващия пояс излезе от седлото. Уплътняващият конус отделя херметично пространството над буталото от пространството над клапана, което чрез тръбопровод за високо налягане се съединява с дюзата, подаваща горивото в цилиндъра.

При движение на буталото надолу, когато се отвори всмукателният отвор 10, горивото от надлъжния канал 11 под налягане, създадено от горивоподаващата помпа. Запълва пространството над буталото (фиг. 3.11 а).

При движение на буталото нагоре горивото се изтласква през всмукателния



Фиг. 3.11. Схема на работата на помпения секция:
25- регулиращ ръб на винтовата канавка; 26- разтоварващ пояс на нагнетателния клапан (останалите позиции като на фиг. 3.10)

При по-нататъшното движение на буталото, когато регулиращият ръб 25 на винтовата канавка А отвори преливния отвор 5, горивото от пространството на буталото по осовия и радиалния канал и по винтовата канавка А се връща през преливния отвор в надлъжния канал 4 в главата на помпата, тъй като налягането в този канал е значително по-ниско от налягането в пространството над буталото. Налягането в пространството над буталото намалява рязко и нагнетателния клапан

отвор обратно в надлъжния канал в главата на помпата, докато буталото с горния си край затвори всмукателния отвор. При по-нататъшното движение на буталото нагоре налягането на горивото в пространството над буталото започва да се повишава. Когато това налягане стане достатъчно за да преодолее силата на пружината 6 и налягането в пространството на щуцера (около 1 МРа), нагнетателният клапан 8 се отваря и по тръбопровода за високо налягане горивото постъпва в дюзата (фиг. 3.11 б).

под действие на пружината се установява на седлото 9. При това в отвора на седлото влиза отначало разтоварващият пояс 26, който при преместването си в отвора на седлото засмуква известно количество гориво от щуцера (фиг. 3.11 в). Налягането в щуцера и в нагнетателния тръбопровод се понижава рязко, поради което подаването на гориво от дюзата бързо се прекратява. Това предотвратява появата на повторно впръскване и прокапване на гориво от отворите на разпръсквача в периодите между впръскванията. След като разпръскването завърши, уплътняващият конус на нагнетателния клапан отделя херметично пространството над клапана от пространството под клапана. Налягането над клапана в периодите между впръскванията остава почти винаги еднакво. Това е необходимо, за да се получат еднакви впръсквания както по обема на подаваното гориво, така и по момента на началото на подаването при различните работни режими на двигателя.

Количеството на горивото, подавано от помпения елемент, се изменя чрез регулиращия ръб на винтовата канавка А на буталото. В зависимост от ъгловото положение на този ръб спрямо цилиндъра при движението на буталото преливният отвор 5 се отваря съответно по-рано или по-късно. Това предизвиква съответно намаляване или увеличаване на подаваното количество гориво.

Така чрез завъртане на буталото около геометричната му ос се изменя подаваното количество гориво, макар че общият ход на буталото остава неизменен.

При средно количество на подаваното гориво буталото заема положение в цилиндъра, при което срещу преливния отвор е разположена средната част на регулиращия ръб. В началото на работния ход, когато всмукателният отвор се затвори от буталото, горивото се подава към дюзата дотогава, докато регулиращия ръб достигне преливния отвор. При отваряне на преливния отвор налягането в пространството над буталото се понижава и подаването на горивото се прекратява.

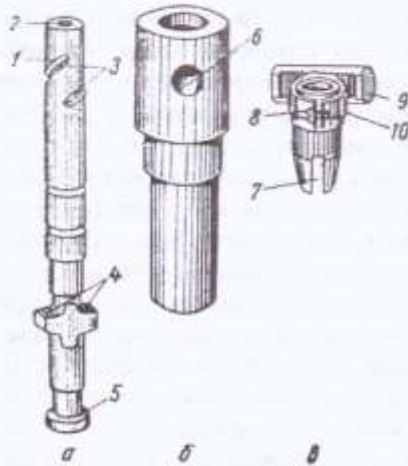
При завъртане на буталото в положение, при което срещу преливния отвор е разположена най-долната част на регулиращия ръб, преливният отвор се отваря в самия край на хода на буталото, при което количеството на подаваното гориво е най-голямо.

При положение на буталото, когато най-горната част на регулиращия ръб е разположена срещу преливния отвор, гориво не се подава, тъй като при движение на буталото горивото свободно преминава по осовия и радиалния канал на буталото и през преливния отвор обратно в надлъжния канал и главата на помпата.

Теоретически нагнетяването на горивото започва в момента, когато се затваря всмукателният отвор, а завършва в момента, когато започва да се отваря преливния отвор от регулиращия ръб. Моментите на пълното затваряне на всмукателния отвор от челния ръб на буталото и на началото на отваряне на преливния отвор от регулиращия ръб се наричат съответно *геометрично начало* и *геометричен край на подаването*. Ходът на буталото от геометричното начало до геометричния край на подаването се нарича *активен ход на буталото*.

Едната винтова канавка А на буталото е работна, а другата Б-уравновесяваща. Страничната сила върху буталото, създавана от налягането в канавката А, се уравновесява от силата, създавана от налягането в канавката Б. Така силата на триене между буталото и цилиндъра се намалява и те се износват по-малко.

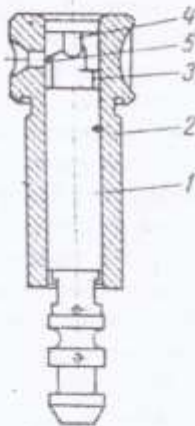
Пълното затваряне на всмукателния отвор от челния ръб на буталото настъпва толкова по-рано, колкото повече е развит регулиращият болт 17 от тялото на повдигача 19 (фиг. 3.10). При завиване на болта 17 общата дължина на повдигача се намалява и всмукателният отвор се затваря по-късно. Така чрез изменение на дължината на повдигача се изменя началото на подаване на гориво.



Фиг. 3.12. Части на помпен елемент, управляван чрез зъбен сектор и рейка:
 а- бутало; б- цилиндър; в- регулираща втулка и рейка; 1- винтов ръб; 2- осов канал; 3- винтови канавки; 4- издагъци; 5- опорен венец; 6- отвор; 7- надлъжен прорез; 8- винт; 9- рейка; 10- зъбен венец;

Регулиращ (команден) орган на много-секционната горивонагнетателна помпа е *рейката*. Когато конструкцията на буталото е такава, каквато е показана на фиг. 3.10, рейката представлява гладък цилиндричен прът с плоска страна по цялата дължина, която фиксира разположените върху пръта хомоти да не се завъртат. Вертикално разположените цилиндрични палци на водачите 24 на буталата на помпените елементи влизат в прорези на хомотите и при преместване на рейката се преместват заедно с нея, като завъртат буталата в цилиндрите. Така чрез преместване на рейката се изменя подаваното циклово количество гориво едновременно от всички пом-

пени елементи (помпени секции). Всички помпени елементи трябва да подават еднакво количество гориво при дадено положение на рейката. При необходимост подаването на гориво от отделен помпен елемент се регулира чрез изместване на съответния хомот по рейката в нужната посока, след като се разхлаби винтът, с който хомотът е стегнат върху пръта на рейката.



Фиг. 3.13. Помпен елемент с един отвор, изпълняващ функциите на всмукателния и преливния отвор:

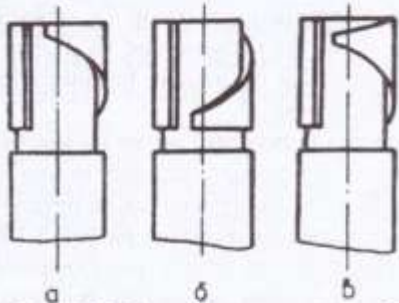
1- бутало; 2- цилиндър; 3- пръстеновидна канавка; 4- надлъжна канавка; 5- отвор

В горивонагнетателните помпи с шибърно регулиране на цикловото количество гориво се използват помпени елементи с различна конструкция.

На фиг. 3.12 е показана конструкцията на помпен елемент, чнето бутало в долния си край има два издагътка, които влизат в надлъжните прорези 7 на регулиращата втулка с хлабина. Регулиращата втулка може да се завърта около цилиндъра, върху който тя е надяната (на фиг. 3.12 регулираща втулка и рейката 9 са изобразени в намален мащаб спрямо мащаба на буталото и цилиндъра). На горния край на регулиращата втулка с винт е закрепен зъбен венец 10, който е зацепен с рейката 9 на горивонагнетателната помпа. При преместване на рейката чрез зъбния венец регулиращата втулка се завърта, а заедно с нея и буталото се завърта в цилиндъра, при кое-

то се променя активният ход на буталото и съответно цикловото количество гориво.

На фиг. 3.13. е показана конструкцията на помпен елемент, чийто цилиндър има само един страничен отвор, изпълняващ функциите на всмукателен и преливен отвор. Пръстеновидната канавка 3 на буталото 1 се съединява с пространството над буталото чрез надлъжната канавка 4. Подаването на гориво се изключва, като буталото се завърта в положението, при което надлъжната канавка застава срещу отвора 5.

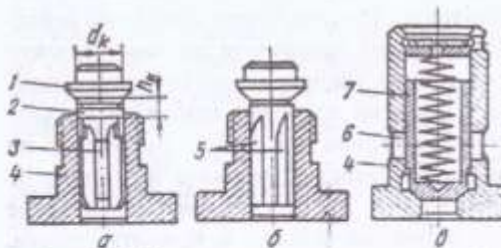


Фиг. 3.14. Типични конструкции на буталата на помпни елементи:

а- постоянно начало на подаването на горивото; б- постоянен край на подаване на горивото; в- променливо начало и край на подаването на гориво

В разгледаните помпни елементи при практически постоянно начало на подаването на гориво активният ход на буталото се изменя, като чрез завъртане на буталото се променя край на подаването. Така се променя цикловото количество гориво и от буталото, чиято конструкция е показана на

фиг. 3.14 а. В горната част на буталото има пръстеновидна канавка, която се съединява с надлъжната канавка. Надлъжната канавка постепенно се разширява от



Фиг. 3.15. Конструкция на нагнетателни клапани:

а- с разтоварващ цилиндричен пояс и уплътняващ конус; б- клапан-коректор; в- шибър; 1- клапан; 2- разтоварващ пояс; 3- направляваща част; 4- седло; 5- надлъжна канавка с променливо сечение; 6- радиален отвор

отгоре (фиг. 3.14 б). При такова устройство на помпния елемент геометричният активен ход на буталото започва, когато регулиращият винтов ръб затвори отвора в цилиндъра и завършва, когато пръстеновидната канавка достигне отвора. В този случай при практически неизменен край на подаването на горивото геометричният активен ход на буталото се изменя, като чрез завъртане на буталото в цилиндъра се изменя началото на подаването.

Възможно е подаването на гориво да се регулира чрез едновременно изменение на началото и края на подаването. В този случай буталото има два регулиращи винтови ръба (фиг. 3.14 в). Геометричният активен ход на буталото започва, когато горният регулиращ ръб затвори отвора в цилиндъра и завършва, когато долният регулиращ ръб го отвори.

В разгледаните помпни елементи при практически постоянно начало на подаването на гориво активният ход на буталото се изменя, като чрез завъртане на буталото се променя край на подаването. Така се променя цикловото количество гориво и от буталото, чиято конструкция е показана на

фиг. 3.14 а. В горната част на буталото има пръстеновидна канавка, която се съединява с надлъжната канавка. Надлъжната канавка постепенно се разширява от челото на буталото към пръстеновидната канавка, като образува регулиращ винтов ръб. Цилиндърът е с един страничен отвор. Геометричният активен ход на буталото започва, когато челото на буталото затвори отвора, и завършва, когато регулиращият винтов ръб отвори отвора.

В някои горивонагнетателни помпи помпните елементи имат друго устройство- надлъжната канавка се разширява от пръстеновидната канавка към челото, т.е. регулиращият винтов ръб е разположен

В горивонагнетателните помпи на автотракторните дизелови двигатели много разпространени са нагнетателните клапани с разтоварващ цилиндричен пояс 2 и уплътняващ конус (фиг. 3.15 а). Разтоварващият обем, който се освобождава при сядането на клапана е:

$$V_p = f_k h_k, \quad (3.3)$$

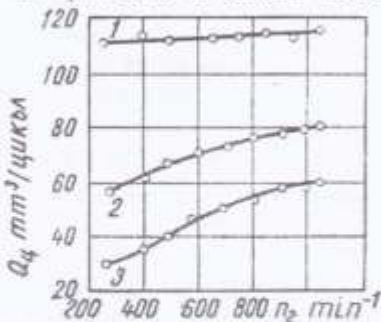
където f_k е площта на напречното сечение на разтоварващия пояс на клапана;
 h_k – ходът на клапана от момента, в който долният ръб на разтоварващия пояс влезе в направляващия отвор на седлото, до сядането на клапана.

Някои горивонагнетателни помпи са с шибърни нагнетателни клапани (фиг. 3.15 в). Нагнетяването на гориво от пространството над буталото в щучера и нагнетателния тръбопровод към дюзата започва, когато клапанът 7, който действа като шибър, отвори радиалните отвори 6 в седлото 4 на клапана. При движението си надолу, след като затвори радиалните отвори в седлото, клапанът действа като помпено бутало и засмуква от щучера известно количество гориво, определено от хода на клапана до сядането му. Така клапанът предизвиква бързо понижаване на налягането в нагнетателния тръбопровод за избягване на прокапване на гориво от разпръсквача и повторно впръскване. На фиг. 3.15 б е показан клапан, чийто надлъжни канавки 5 са с променливо сечение. Това позволява да се коригира честотната характеристика на горивонагнетателната помпа.

Честотна характеристика. Цикловото количество гориво на горивонагнетателната помпа зависи от честотата на въртене на гърбичния вал и от положението на регулиращия орган (рейката) на помпата. Честотна характеристика на горивонагнетателната помпа се нарича зависимостта на цикловото количество гориво Q_c от честотата на въртене на гърбичния вал n_g на помпата при неизменно положение на регулиращия орган:

$$Q_c = f(n_g)$$

На фиг. 3.16 са дадени честотните характеристики на горивонагнетателна помпа при три различни положения на рейката. При увеличаване на честотата на въртене на гърбичния вал на помпата цикловото количество гориво нараства. Нарастването на цикловото количество в зависимост от увеличаването на честотата на въртене е по-значително при положение на рейката, което съответства на частично натоварване на двигателя.



Фиг. 3.16. Честотна характеристика на горивонагнетателна помпа шибърен тип:
 1- пълно подаване на гориво; 2 и 3- частично подаване на гориво

Основната причина за изменението на цикловото количество гориво в зависимост от честотата на въртене на гърбичния вал при неизменно положение на рейката е дроселирането на горивото, което възниква в началото и в края на подаването съответно при затварянето на всмукателния отвор от челото на буталото и при отварянето на преливния отвор от регулиращия винтов ръб на буталото. На фиг. 3.17 са дадени схема на помпен елемент, изменението на сечението f на всмукателния отвор при затварянето му от буталото, графици на скоростта на изтичане на гори-

вно. Основната причина за изменението на цикловото количество гориво в зависимост от честотата на въртене на гърбичния вал при неизменно положение на рейката е дроселирането на горивото, което възниква в началото и в края на подаването съответно при затварянето на всмукателния отвор от челото на буталото и при отварянето на преливния отвор от регулиращия винтов ръб на буталото. На фиг. 3.17 са дадени схема на помпен елемент, изменението на сечението f на всмукателния отвор при затварянето му от буталото, графици на скоростта на изтичане на гори-

вото w_c обратно през всмукателния отвор и графици на налягането p_c на горивото в цилиндъра в зависимост от положението на буталото при различни честоти на въртене на гърбичния вал.

Скоростта на горивото, изтласквано от буталото през всмукателния отвор, зависи от площта на буталото f_b , скоростта на буталото w_b и сечението на всмукателния отвор в даден момент f :

$$w_c = \frac{f_b \cdot w_b}{f}$$

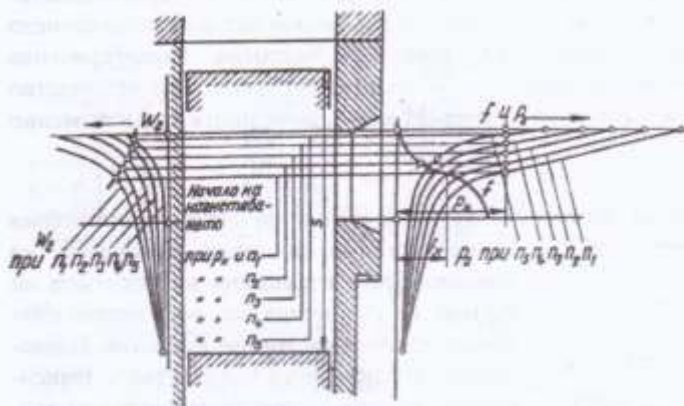
Буталото на помпения елемент се движи с нарастваща скорост. При движението си от д.м.т. до всмукателния отвор скоростта на изтичане на горивото нараства бавно, а след като буталото започне да затваря всмукателния отвор, скоростта на изтичане на горивото рязко нараства.

При движението на буталото нараства и налягането в цилиндъра на помпения елемент, тъй като скоростта на изтичане на горивото и налягането в даден момент са свързани с уравнението:

$$p_c = \frac{w_c^2}{2 \cdot \mu_c^2} \cdot \rho_c$$

където μ_c е коефициентът на разхода;
 ρ_c - плътността на горивото.

Графиците на скоростта на изтичане и на налягането на горивото са построени



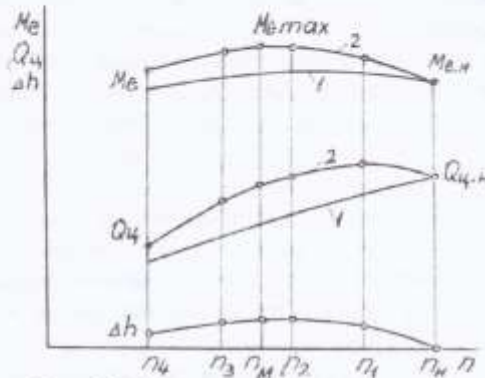
Фиг. 3.17. Схема за обясняване на честотната характеристика на горивонагнетателна помпа шинбърен тип

при различни честоти на въртене на гърбичния вал ($n_1 > n_2 > n_3 > n_4 > n_5$). От графика се вижда, че скоростта на изтичане през всмукателния отвор и налягането на горивото при движение на буталото нарастват толкова по-бързо, колкото по-висока е честотата на въртене на гърбичния вал.

Подаването на гориво от помпения елемент започва, когато се отвори нагнетателният клапан. Когато нагнетателният клапан в с разтоварващ пояс, началното налягане над него е практически постоянно при различните честоти на въртене на гърбичния вал. Нагнетателният клапан се отваря при положение на буталото в цилиндъра, при което налягането в цилиндъра p_c стане равно на сумата от налягането на горивото над клапана p_0 и налягането, създадено от пружината на клапана $p_{пр}$, т.е.

$$p_c = p_0 + p_{пр}$$

С увеличаване на честотата на въртене на гърбичния вал на помпата налягането на горивото в цилиндъра достига по-рано необходимата стойност за отваряне



Фиг. 3.18. Честотна характеристика на дизелов двигател:

Δh - допълнителен ход на рейката за коригиране на подаването на горивото; n_M - номинална честота на въртене; И- без коректор; 2- с коректор

цикловото количество е по-значително.

Този характер на изменение на цикловото количество гориво в зависимост от честотата на въртене оказва неблагоприятно влияние върху честотната характеристика на дизеловия двигател (фиг. 3.18).

Средното ефективно налягане p_e е разлика от средното индикаторно налягане p_i и средното налягане за преодоляване на механичните загуби L_m , (виж. 1.1.4):

$$p_e = p_i - p_m \cdot p_m = \frac{L_{me}}{V_s}$$

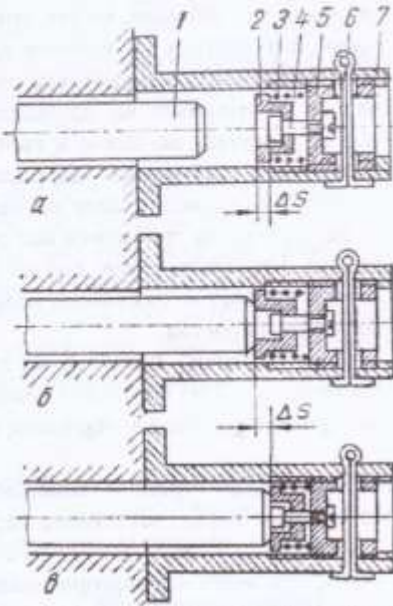
При неизменно положение на рейката на горивонагнетателната помпа при претоварване на двигателя честотата на въртене на коляновия вал се намалява, при което цикловото количество гориво се намалява, съответно се намаляват внасяната с горивото енергия в цилиндъра и средното индикаторно налягане. Но при намаляване на честотата на въртене се намаляват механичните загуби, съответно p_m . Това означава, че при намаляване на честотата на въртене (при претоварване на двигателя) средното ефективно налягане почти не се променя. Въртящият момент на двигателя M_e е пропорционален на p_e (виж (1.21)). Затова характеристиката на M_e при неизменно положение на рейката практически е успоредна на абсцисната ос. Такава характеристика на въртящия момент е неподходяща за транспортна машина. Това е недостатък не на дизеловия двигател като топлинна машина, а на неговата горивна уредба.

Коректор. Подобряването на характеристиката на въртящия момент се постига с помощта на специално устройство, свързано с регулатора, наречено *коректор на подаването на гориво*. При претоварване на двигателя коректорът създава възможност за допълнително преместване на рейката по посока на увеличаване на подаването на гориво. Обикновено коректорът представлява винтова или пластинкова пружина, поставена вместо неподвижната опора на рейката (фиг. 3.19). При работа на двигателя на номинален честотен режим (n_M) центробежната сила на тежестите на центробежния регулатор се уравнива от силата на пружината на регулатора, рейката 1 опира до пружинната опора 2, без да свива пружината 3 на коректора (фиг. 3.19 б). При претоварване на двигателя честотата на въртене на

на нагнетателния клапан и съответно по-рано започва подаването на гориво от помпения елемент. Освен това при по-висока честота на въртене налягането на горивото в цилиндъра след началото на отваряне на преливния отвор се намалява по-бавно и съответно подаването на гориво завършва по-късно. Така с увеличаване на честотата на въртене на гърбичния вал се увеличава *действителният ход на буталото* и съответно цикловото количество гориво нараства.

При частично подаване на гориво (кривите 2 и 3 на фиг. 3.16) влиянието на дроселирането на горивото върху

коляновия вал се намалява, центробежната сила на тежестите става по-малка. Под действие на пружината на регулатора рейката се премества допълнително по посока на увеличаване на подаването на гориво.



Фиг. 3.19. Пружинен коректор на подаването на гориво:

а- положение на рейката при частично подаване на гориво; б- положение на рейката при номинален работен режим; в- положение на рейката при максимално подаване; 1- рейка; 2- пружинна опора; 3- пружина на коректора; 4- неподвижна опора; 5- регулираща пробка; 6- шпинт; 7- тяло на коректора

та честота на въртене n_n въз основа на регулировъчна характеристика по състава на сместа се определя номиналното циклово количество гориво $Q_{цн}$ при което двигателя развива номиналната мощност $N_{ен}$ и номиналния въртящия момент $M_{ен}$ по приетите критерии за димност и токсичност на отработилите газове и при допустимо натоварване на частите. При съответстващото положение на рейката (ход на рейката) с намаляване на честотата на въртене цикловото количество гориво се намалява, въртящият момент M_e почти не се променя (криви 1). При няколко стойности на честотата на въртене ($n_i \div n_n$) чрез ръчно преместване на рейката се определя съответното допълнително преместване (допълнителен ход) на рейката Δh , при което въртящият момент има най-голяма стойност при приетите критерии за нормална работа на двигателя. Така се получава характеристиката $\Delta h = f(n)$ и съответстващите характеристики на цикловото количество гориво и на въртящия момент (криви 2), които изразяват максимално допустимото циклово количество гориво и максимално допустимите стойности на въртящия момент в диапазона от минимално устойчивата до максималната честота на въртене. Кривата 2 на $Q_{цн}$ е желаната честотна характеристика на горивонагнетателната помпа. Чрез подходящо избрана конструкция на коректора и коравина на пружината му действителната

желаната характеристика на допълнителното преместване Δh на рейката по посока на увеличаване на цикловото количество гориво при претоварване на двигателя се определя опитно при изпитване на двигателя (виж фиг. 3.18). При номиналната честота на въртене n_n излишната сила на пружината на регулатора (неуравновесена от центробежната сила на тежестите) се уравновесява от пружината на коректора. По този начин допълнителното преместване на рейката при намаляване на честотата на въртене зависи от коравината на пружината на коректора, която се подбира така, че да не се преобогатява гориво-въздушна смес и да не се влошава процесът на горене. Подаването на гориво се увеличава, докато рейката допре до неподвижната опора 4 (фиг. 3.19 в). Рейката достига до неподвижната опора при честота на въртене, при която въртящият момент е максимален.

Желаната характеристика на допълнителното преместване Δh на рейката по посока на увеличаване на цикловото количество гориво при претоварване на двигателя се определя опитно при изпитване на двигателя (виж фиг. 3.18). При номиналната

характеристика на Δl може да бъде близка до желаната (малко да се отличава от нея).

Отношението на максималния въртящ момент $M_{e, \max}$ в посочения диапазон на изменение на честотата на въртене към номиналния $M_{e, n}$ се нарича *коэффициент на приспособяемост*:

$$K = \frac{M_{e, \max}}{M_{e, n}}$$

Този коэффициент характеризира способността на двигателя да преодолява възможното увеличаване на съпротивителния момент без преминаване на пониска предавка и бързо да ускорява движението на автомобила, и е съществен негов динамичен показател. За двигатели без коректор на подаването на гориво $K=1,05 \div 1,08$, а за двигатели с коректор $K=1,15 \div 1,23$. Важен показател за динамичните качества на двигателя е отношението на честотата на въртене при максималния въртящия момент n_M към номиналната честота на въртене:

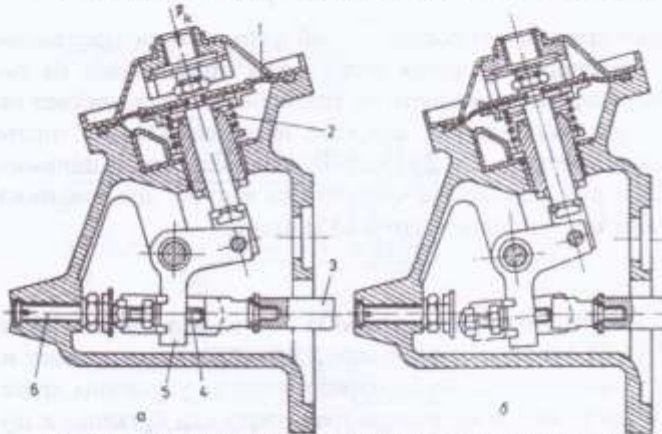
$$\frac{n_M}{n_n} = 0,5 \div 0,7$$

В някои горивонагнетателни помпи нагнетателният клапан изпълнява и функцията на коректор (фиг. 3.15 б). Надлъжните канавки 5 на направляващата част на клапана са с намаляващо сечение по височина, поради което се увеличава дроселирането на горивото при протичането му от пространството над буталото в щучера на помпата. Затова повдигането на клапана зависи от скоростта, с която горивото протича през канавките на клапана. С увеличаване на честотата на въртене на гърбичния вал нараства скоростта, с която горивото протича през канавките на клапана и съответно повдигането на клапана се увеличава. При обратното движение на клапана, след отваряне на преливния отвор от буталото, са засмуква гориво от нагнетателния тръбопровод, при това толкова повече, колкото по-високо клапанът е бил повдигнат. При следващото подаване на гориво за повишаване на налягането в нагнетателния тръбопровод до онова, при което се отваря иглата на разпръсквача, се изразходва по-голяма част от активния ход на буталото и съответно цикловото количество гориво се намалява.

Коректор на подаването на гориво в зависимост от налягането в пълнителния тръбопровод. В дизеловите двигатели с газотурбинно свръхпълнене работата на турбокомпресора при ниски честотни режими незначително влияе на подаването на въздух. При увеличаване на честотата на въртене производителността на компресора нараства и цикловото количество въздух се увеличава. По тази причина при положение на рейката за максимално подаване на гориво помпените елементи подават по-голямо количество гориво, отколкото може да изгори с постъпващото в цилиндрите количество въздух. Това несъответствие е особено характерно при ускоряване, когато поради инерцията на ротора на турбокомпресора подаването на въздух се увеличава със закъснение спрямо подаваното количество гориво. Ето защо двигателите с газотурбинно свръхпълнене при ниска честота на въртене и при ускоряване работят с повишена димност на отработилите газове. За да се намали димността при ниска честота на въртене и при ускоряване, цикловото количество гориво трябва да се коригира в зависимост от налягането в пълнителния тръбопровод на двигателя. По принцип такъв коректор представлява под-

вижна опора на рейката на горивонагнетателната помпа, чието положение се определя от диафрагмата на пневматична камера, съединена с пълнителния тръбопровод на двигателя. Когато налягането на въздуха в пълнителния тръбопровод е по-ниско от определена стойност, пружината на коректора премества рейката на $1,5 \div 3$ mm по посока на намаляване на цикловото количество гориво.

Коректорът на фирмата Bosch (фиг. 3.20) се закрепва към тялото на горивонагнетателната помпа.

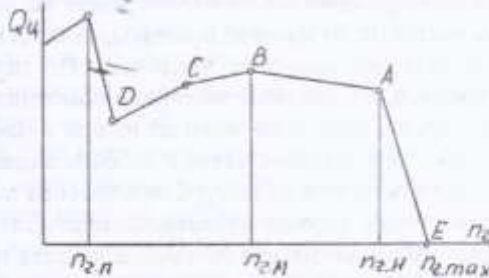


Фиг. 3.20. Коректор Bosch на подаването на гориво в зависимост от налягането в пълнителния тръбопровод:

1- диафрагма; 2- пружина; 3- рейка; 4- ограничител на хода на рейката; 5- двураменен лост; 6- регулиращ винт

В тялото му е разположена диафрагмата 1, съединена с двураменен лост 5, в който е завит ограничителят 4 на хода на рейката. Пневматичната камера е съединена с пълнителния тръбопровод на двигателя. Когато налягането на въздуха в пълнителния тръбопровод е по-ниско от $0,116 \div 0,120$ MPa, пружината 2 държи диаграмата в горно положение, при което двураменният лост е завъртян така, че ограничителят 4 не позволява на рейката 3 да се премести напълно по посока на увеличаване на подаването на гориво (фиг. 3.20 б). Когато налягането превиши посочената стойност, диаграмата се огъва надолу, като свива пружината и завърта двураменния лост до регулиращия винт 6 (фиг. 3.20 а). Така рейката може да се премести допълнително на разстояние $1,3$ mm.

Пусков обогатител. За да се улесни пускането на двигателя при ниска температура на околния въздух, трябва да се подобри разпръскването на горивото и да се създаде благоприятна за възпламеняване концентрация гориво в горивната камера.



Фиг. 3.21. Вълнива честотна характеристика на горивонагнетателната помпа

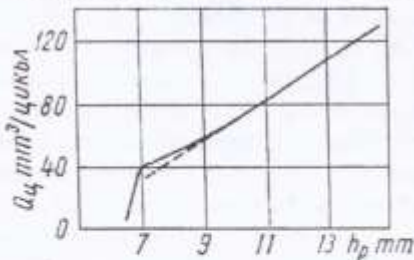
За целта цикловото количество гориво се увеличава, налягането на впръскване се повишава и се подобрява разпръскването на горивото. Оптималното циклово количество гориво за пускане на двигателя зависи от температурата на въздуха и на двигателя. В горивонагнетателната помпа или регулатор се вгражда ръчно или автоматично устройство, наречено пусков обогатител, чрез който рейката на горивонагнетателната помпа се премества на определен ход по посока на увеличаване на подаването на гориво.

Външна честотна характеристика на горивонагнетателната помпа се нарича зависимостта на цикловото количество гориво от честотата на въртене на гърбичния вал n_c при постоянно и съответстващо на максималното натоварване на двигателя положение на органа за управление на регулатора (лоста на регулатора), т.е. това е коригираната характеристика на горивонагнетателната помпа чрез съответните коректори и регулатори (фиг. 3.21).

При честота на въртене, по-висока от номиналната $n_{c,н}$, под действие на регулатора цикловото количество гориво се изменя от номиналното при $n_{c,н}$ до нула при $n_{c,макс}$, при която регулаторът изключва подаването на гориво. Участъкът *AE* представлява външната регулаторна характеристика на горивонагнетателната помпа.

При изменение на честотата на въртене от $n_{c,н}$ до $n_{c,М}$ действа коректорът на подаването на гориво (участък *AB*). Цикловото количество гориво при $n_{c,М}$ осигурява максималния въртящ момент на двигателя.

В участъка *BC* коректорът не действа. Цикловото количество гориво се изменя



Фиг. 3.22. Характеристика по подаването на гориво на помпата на двигателя ЯМЗ-236 при 1050 min^{-1}

по честотната характеристика на помпата при положението на рейката, съответстващо на максималния въртящ момент.

В участъка *CD* действа коректорът на подаването на гориво в зависимост от налягането в пълнителния тръбопровод (при двигатели с газотурбинно свръхпълнене), съответно ходът на рейката и цикловото количество гориво се намаляват.

При пусковата честота на въртене $n_{c,н}$ пусковият обогатител увеличава хода на рейката, осигурява се необходимото циклово количество гориво за пускане на двигателя.

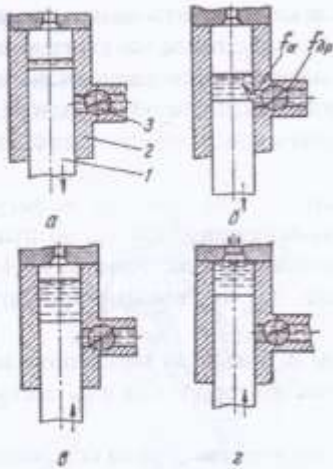
Най-ефективно и гъвкаво честотната характеристика на горивонагнетателната помпа може да се коригира според работния режим и работните условия на двигателя от електронен регулатор (електронна система за управление).

Характеристика по подаването на гориво се нарича зависимостта на цикловото количество гориво от хода на рейката. При намаляване на цикловото количество гориво се увеличава влиянието на дроселирането на горивото във всмукателния и преливния отвор на цилиндъра на помпения елемент. Затова намаляването на цикловото количество гориво не пропорционално на намаляването на хода на рейката (фиг. 3.22).

3.2.3. Принцип на действие на горивонагнетателната помпа с дозиране на горивото чрез дроселиране

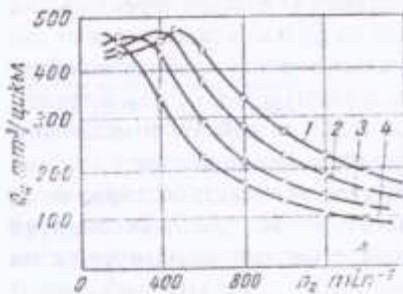
При горивонагнетателните помпи с дозиране чрез дроселиране пред всмукателния отвор на цилиндъра е разположен шиър, с помощта на който се регулира запълването на пространството над буталото с гориво (фиг. 3.23).

При движение на буталото надолу (фиг. 3.23 *a*) в пространството над него се създава разреждане. Горивото, останало в това пространството, частично се изпарява. Когато буталото отвори всмукателния отвор на цилиндъра 2, горивото, по-



Фиг. 3.23. Схема на действието на горивонагнетателната помпа с дозиране на горивото чрез дроселиране.

1-бутало; 2-цилиндр; 3-шибър



Фиг. 3.24. Честотни характеристики на горивонагнетателна помпа с дозиране чрез дроселиране

пропорционално на честотата на въртене. Кривите 1-4 съответстват на различни проходни сечения на дроселиращия шибър $f_{op1} > f_{op2} > f_{op3} > f_{op4}$. Такава честотна характеристика не е подходяща за работа на двигателя. Тя се коригира чрез изменение на налягането на горивото, подавано от горивоподаващата помпа.

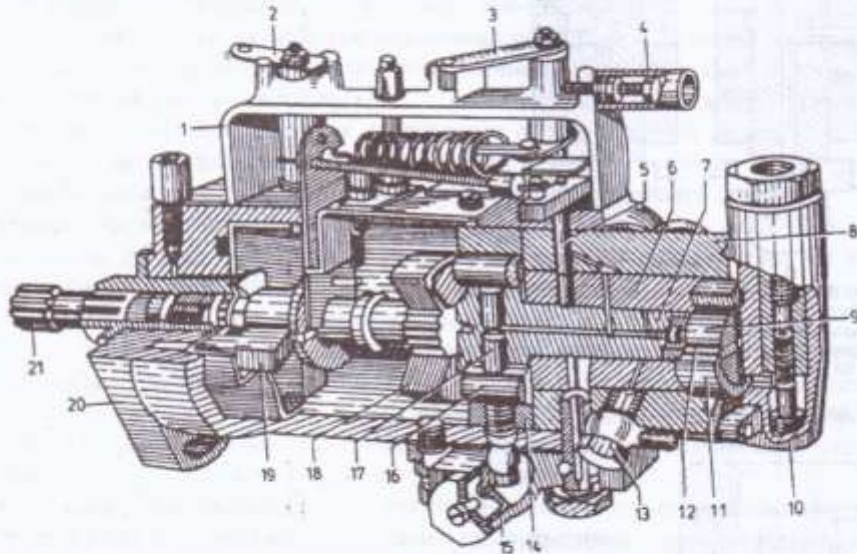
3.2.4. Горивонагнетателни помпи разпределителен тип

Общи сведения. В горивонагнетателните помпи разпределителен тип една, две или повече секции обслужват всички цилиндри на двигателя, горивото се насочва за впръскване към всеки цилиндър според работния ред от разпределител. Главно два типа се използват сега: роторни и осово-бутални разпределителни горивонагнетателни помпи. В роторната горивонагнетателна помпа помпените бутала са разположени в главата на разпределителния ротор, перпендикулярно на геометричната му ос, и извършват възвратно-постъпателни движения при въртене на ротора. В осово-буталната разпределителна горивонагнетателна помпа помпено бутало е разположено съосно със задвижващия вал и, въртейки се заедно с него, извършва възвратно-постъпателно движение и служи също като разпределител.

давано под определено налягане от горивоподаващата помпа, преминава през дроселиращото сечение на шибъра 3 и запълва пространството над буталото (фиг. 3.23 б); Запълването продължава, докато всмукателният отвор се затвори от буталото или докато пространството над буталото се запълни с гориво. При намаляване на проходното сечение на шибъра, докато всмукателния отвор остава отворен, само част от пространството над буталото се запълва с гориво, а останалата част остава запълнена с горивни пари. При по-нататъшно движение на буталото нагоре парите на горивото кондензират (фиг. 3.23 в). Едва когато буталото заеме обема, който е запълнен от горивни пари, започва подаването на гориво (фиг. 3.23 г). Подаването на гориво завършва, когато буталото достигне г.м.т. Цикловото количество гориво приблизително е равно на количеството гориво, което постъпва в пространството над буталото, докато всмукателният отвор е отворен. Затова цикловото количество гориво е пропорционално на налягането, с което горивото се подава от горивоподаващата помпа, проходното сечение на шибъра и времето, през което всмукателният отвор остава отворен.

Честотната характеристика на такава горивонагнетателна помпа има хиперболичен вид (фиг. 3.24), тъй като времето, през което всмукателният отвор остава отворен, е обратно

Роторна горивонагнетателна помпа DPA на фирмата Lucas. Помпата е предназначена за различни приложения- леки и лекотоварни автомобили, трактори. С такива помпи, произвеждани по лиценз на Lucas в Румъния, се комплектуват и български дизелови двигатели. В помпите DPA дозирането на горивото става чрез дроселиране при постъпването му в ротора.



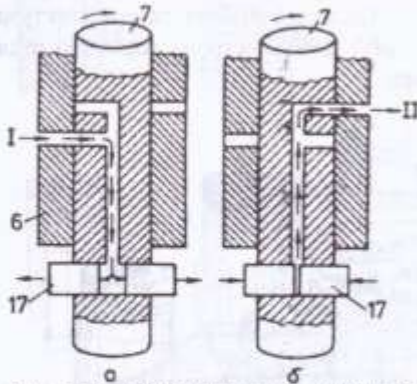
Фиг. 3.25 Горивонагнетателната помпа DPA с механичен регулатор

1- капак на регулатора; 2- лост за изключване на подаването на гориво; 3- лост на регулатора; 4- регулиращ винт; 5- дозатор; 6- цилиндър; 7- ротор; 8- хидравлична глава; 9 и 12- ротор и втулка на горивоподаващата помпа; 10- регулиращ клапан; 11- лопатка (пластина) на горивоподаващата помпа; 13- шуцер за високо налягане; 14- гърбична шайба; 15- серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването; 16- ролков повдигач; 17- бутало; 18- шлицова шайба; 19- тежест на регулатора; 20- тяло на горивонагнетателната помпа

На фиг. 3.25. е показано устройството на горивонагнетателната помпа DPA с центробежен регулатор. В алуминиевото тяло 20 са разположени хидравличната глава 8, цилиндърът 6, роторът 7, и гърбичната шайба 14. Роторът се задвижва от вала 21 чрез шлицов съединител. Роторът 7 изпълнява както помпените, така и разпределителните функции. В главата на ротора в цилиндричен напречен отвор са разположени двете бутала 17, които се движат **противоположно** едно на друго навън под действие на центробежната сила, а навътре- под действие на гърбичната шайба 14. От вътрешната страна на гърбичната шайба са изработени гърбици, толкова на брой, колкото са цилиндрите на двигателя. При въртене на ротора чрез ролковите повдигачи 16 гърбиците преместват буталата навътре и така осъществяват нагнетателния ход. В зависимост от максималното количество гориво буталата са с диаметър от 5 до 10 mm, а максималният им ход е 2,2 mm.

Горивоподаващата помпа е ротационна, лопатков тип. Тя е разположена в задната част на хидравличната глава 8. Нейният ротор 9 е съединен с ротора 7 на горивонагнетателната помпа. В ротора 9 са разположени две плъзгащи се лопатки (пластини) 12, които се допират до втулката 11. Геометричната ос на ротора 9 е изместена спрямо геометричната ос на втулката. Горивото се засмуква от резервоара през утайник от хранваща помпа и през филтър за фино пречистване по тръ-

бопровод се подава в щуцера на регулиращия клапан 10, откъдето през найлонов филтър постъпва във всмукателното пространство на горивоподаващата помпа.

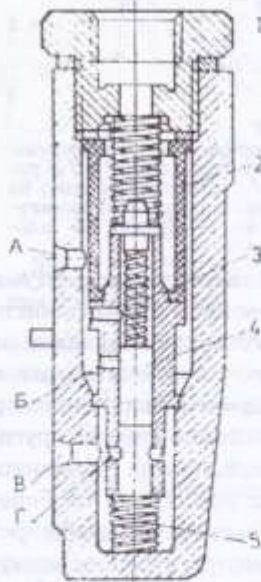


Фиг. 3.26. Горивонагнетателна помпа DPA-схема на работа:

а- запълване на пространството между буталата с гориво; б- нагнетяване на горивото (позициите виж на фиг. 3.25)

Нагнетателното пространство на горивоподаващата помпа е свързано с регулиращия клапан 10, закрепен с винтове към горивоподаващата помпа. Регулиращият клапан изпълнява две функции- осигурява изменение на налягането на горивото след горивоподаващата помпа в зависимост от честотата на въртене (за коригиране на честотната характеристика на горивонагнетателната помпа- тя е с дозиране чрез дроселиране, виж. 3.2.3) и създава възможност за ръчно подаване на гориво на захранващата помпа при обезвъздушаване на системата.

Горивото се дозира, нагнетява и разпределя по цилиндрите по следния начин.

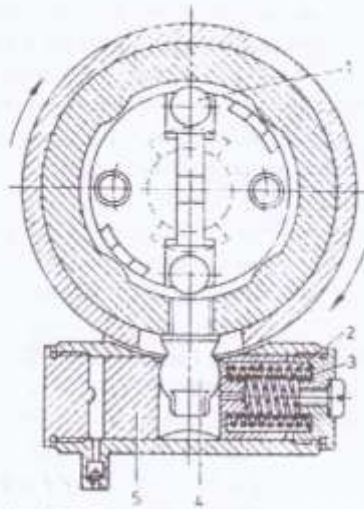


Фиг. 3.27. Горивонагнетателна помпа DPA- регулиращ клапан:

1- щуцер; 2- найлонов филтър; 3 и 5- пружини; 4- клапан

Горивото, подавано от горивоподаващата помпа, след като премине през дроселиращия отвор, регулиран с дозатора 5, по канали в хидравличната глава 8 и цилиндъра 6, по радиален и осов канал в ротора 7 постъпва в пространството между двете бутала 17 (фиг. 3.26 а). За времето, през което буталата са раздалечени, в пространството между тях постъпва определено количество гориво, зависещо от налягането, под което то се подава от горивоподаващата помпа, и от положението на дозатора. При въртенето на ротора гърбиците на гърбицната шайба започват да преместват буталата навътре (фиг. 3.26 б). Единственият радиален канал в ротора съвпада при това с канал в цилиндъра 6, съединен чрез щуцера 13 (фиг. 3.25) и тръбопровод за високо налягане с някоя от дюзите. При движението си навътре буталата изтласкват горивото под високо налягане към дюзата. В цилиндъра 6 и хидравличната глава има толкова нагнетателни канала, колкото са цилиндрите на двигателя. За едно завъртане на ротора буталата извършват също толкова всмукателни хода.

В регулиращия клапан 10 горивото, подавано от захранващата помпа, постъпва отгоре, преминава през найлоновия филтър 2 (фиг. 3.27) и отвора А и постъпва във всмукателното пространство на горивоподаващата помпа. През отвора В под клапана 4 постъпва гориво от нагнетателното пространство на горивоподаващата помпа. Като се увеличава честотата на въртене, налягането, създадено от горивоподаващата помпа, се повишава. Под действие на това налягане клапанът 4 се



Фиг. 3.28 Горивонагнетателна помпа DPA - серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването;

1- ролков повдигач; 2 и 3- пружини; 4- шайфа; 5- бутало

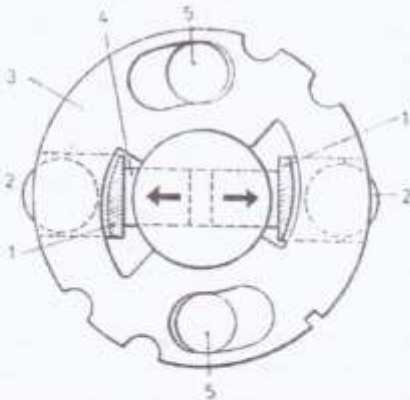
помпа.

Ротационната горивоподаваща помпа е елемент от горивонагнетателната помпа и оказва непосредствено влияние върху дозирането на горивото. До нея горивото се подава от диафрагмена захранваща помпа, задвижвана от ексцентрик на разпределителния вал на двигателя.

Горивонагнетателната помпа е комплектувана със серворегулатор 15 (фиг. 3.25) на ъгъл на изпреварване на впръскването на гориво.

В гърбичната шайба на резба е завита цапфа 4 (фиг. 3.28) със сферичен накрайник, който влиза в отвора на буталото 5. Буталото е подложено под действието на налягането на горивото, подавано от горивоподаващата помпа, и на пружините 2 и 3. При повишаване на честотата на въртене силата на налягането на горивото се увеличава, буталото се премества надясно, като завърта гърбичната шайба срещу посоката на въртене на ротора. По този начин ъгълът на изпреварване на впръскването се увеличава.

Максималното цикловото количество гориво се определя от преместването на буталата навън. Ролковите повдигачи са съставени от ролка 2 и плъзгач 1 (фиг. 3.29). Плъзгачите имат по два издатъка,



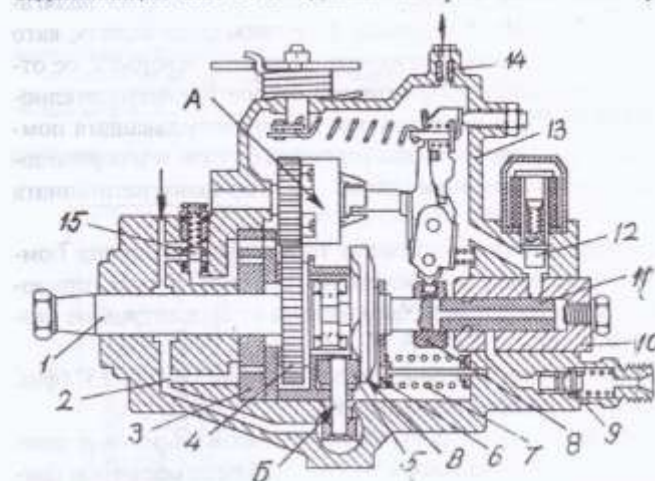
Фиг. 3.29 Горивонагнетателна помпа DPA- ограничаване на максималния ход на буталата;

1- плъзгач на повдигача; 2- ролка на повдигача; 3- регулираща шайба; 4- бутало; 5- вент

които влизат в прорезите на регулиращите шайби 3, разположени от двете страни

на главата на ротора. Едната регулираща шайба е разположена между главата на ротора и цилиндъра свободно, а другата се стяга между главата на ротора и шлицовата шайба 18 (фиг. 3.25) с два винта. Ходът на плъзгачите навън, а съответно и ходът на буталата се ограничават от прорезите. Отворите в регулиращата шайба 3 (фиг. 3.29) за винтовете се удължени. Като се разхлабят винтовете 5, регулиращата шайба 3 може да се завърта спрямо ротора. Регулиращата шайба, разположена между ротора и шлицовата шайба, има два палеца, които са зацепени с регулиращата шайба, разположена между ротора и цилиндъра. Чрез тези палци двете регулиращи шайби се завъртат едновременно. Прорезите се разширяват от едната към другата страна и затова при завъртане на регулиращите шайби максималният ход на буталата се изменя.

Осово-бутална разпределителна горивонагнетателна помпа тип VE. Геометричната ос на помпеното бутало 11 (фиг. 3.30) съвпада с геометричната ос на задвижващия вал 1. В единия си край помпеното бутало завършва с гърбична



Фиг. 3.30. Осово-бутална разпределителна помпа Bosch тип VE:

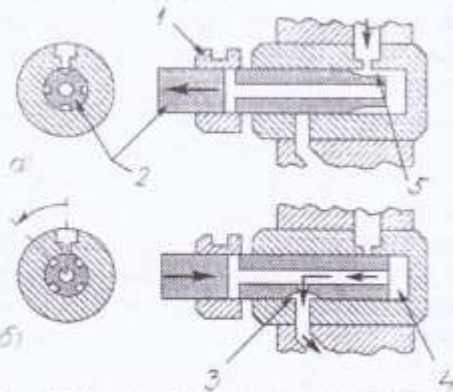
А - регулатор; Б - серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването; В - гърбична шайба; 1 - задвижващ вал; 2 - всмукателен канал на горивоподаващата помпа; 3 - горивоподаваща помпа; 4 - зъбно колело; 5 - ролка; 6 - опорна планка; 7 - пружина; 8 - дозатор; 9 - нагнетателен клапан; 10 - цилиндър; 11 - бутало; 12 - електромагнитен клапан за изключване подаването на гориво; 13 - тяло на помпата

задвижващия вал. При въртене на задвижващия вал буталото се върти и извършва възвратно-постъпателно движение - в едната посока от действието на пружините 7, а в другата посока - от гърбиците на гърбичната шайба и ролките, които изпълняват ролята на повдигач. При единия ход на буталото цилиндърът се запълва с гориво, а при другия ход горивото се нагнетява към дюзата на съответния цилиндър. За едно пълно завъртане буталото извършва четири работни цикъла, като осъществява и функцията на разпределител на нагнетяваното гориво към дюзите според работния ред на цилиндрите.

Горивоподаващата помпа 3 е ротационна, лопатков (пластинков) тип. Роторът ѝ е монтиран непосредствено върху задвижващия вал. Във всмукателния канал 2 гориво се подава от храняваща диафрагмена помпа, задвижвана от разпредели-

шайба В, която има четири челно разположени по периферията гърбици. В пръстеновиден носач върху оси са разположени четири ролки 5, до които гърбичната шайба се притиска от две пружини 7 чрез опорна планка 6. Носачът на ролките не може да се премества в осово направление, но от серворегулатора Б на ъгъла на изпреварване на впръскването може да се завърта на определен ъгъл. В главината на гърбичната шайба има прорези, в които точно влизат двата издатъка на вилката, с която завършва

телния вал на двигателя. От горивоподаващата помпа горивото се нагнетява в тялото 13 на горивонагнетателната помпа. Излишното гориво през жигльора 14 се връща по тръбопровод в резервоара.



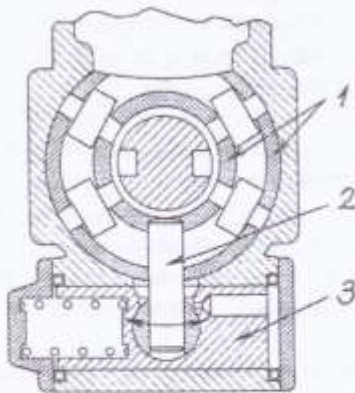
Фиг. 3.31. Осово-бутална разпределителна помпа Bosch тип VE- схема на работата:

a- запълване на цилиндъра с гориво; *b*- нагнетяване на горивото; 1- дозатор; 2- бутало; 3- разпределителна канавка; 4- нагнетателна камера в цилиндъра; 5- канавка за запълване на цилиндъра с гориво

връща по тръбопровод в резервоара. Налягането на горивото в тялото на горивонагнетателната помпа се поддържа от регулиращия клапан 15 в границите от 0,2 до 0,6 МРа в зависимост от честотата на въртене. При повдигането си клапанът открива отвор, през който част от нагнетяваното гориво преминава в всмукателния канал на горивоподаващата помпа. Ако налягането на горивото, подавано от горивоподаващата помпа се повиши над предварително установения максимум при дадената честота на въртене, регулиращия клапан се повдига допълнително, проходното сечение на

отвора се увеличава, изтича повече гориво.

Между цилиндъра 10 и гърбичната шайба *B* върху помпеното бутало 11 е разположен дозаторът 8, който се управлява чрез лост от регулатора *A*. Дозаторът представлява втулка, монтирана върху помпеното бутало с малка хлабина, която затваря напречния канал на буталото. Буталото има осов канал, който свързва нагнетателната камера 4 на цилиндъра (фиг. 3.31) с напречния канал и чрез радиален отвор разпределителната канавка 3. В края на буталото има четири канавки 5 за запълване на цилиндъра с гориво, разположени през равни ъгли интервали една от друга. Двете движения на буталото- въртеливо и възвратно-постъпателно, са синхронизирани. При движение на буталото наляво (по фиг. 3.31 *a*) канавка 5 достига всмукателния отвор в цилиндъра. По време на това движение и докато буталото е в д.м.т. (крайно ляво положение) цилиндърът се запълва с гориво. Малко преди началото на следващия нагнетателен ход буталото се завърта в положение, при което



Фиг. 3.32. Осово-бутална разпределителна помпа Bosch тип VE- серворегулатор на ъгъл на изпресване на впръскването:

1- носач на ролките; 2- задвижващ шифт; 3- бутало

всмукаелният отвор на цилиндъра е затворен, а разпределителната канавка 3 е срещу нагнетателния отвор в цилиндъра. При движение надясно (нагнетателен ход) буталото

изтласква горивото от нагнетателната камера 4 през осовия и радиален канал и разпределителната канавка в него и нагнетателния канал в цилиндъра към дюзата на съответния цилиндър. Активният ход на буталото завършва, когато напречният канал на буталото излезе от дозатора- налягането в нагнетателната камера пада и

нагнетяването на гориво се прекратява. Активният ход на буталото и съответстващото циклово количество гориво зависят от положението на дозатора, което се определя от регулатора според работния режим на двигателя. Ако дозаторът се отдалечи от цилиндъра дотолкова, че дозаторът не затваря напречния канал на буталото, когато то е в д.м.т., гориво не се подава.

Серворегулаторът *Б* (фиг. 3.30) изменя ъгъла на изпреварване на впръскването на гориво в зависимост от честотата на въртене, като завърта носача *1* на ролките в съответното положение (фиг. 3.32). В камерата отдясно на буталото *3* се подава гориво под налягане от горивоподаващата помпа. Силата на налягането отдясно на буталото се уравнива от силата на пружината отляво. При увеличаване на честотата на въртене налягането на горивото нараства, буталото се премества наляво, като чрез задвижващия щифт *2* завърта носача на ролките срещу посоката на въртене на буталото- всички процеси в горивонагнетателната помпа се извършват по-рано, съответно ъгълът на изпреварване на впръскване на гориво се увеличава.

Чрез електромагнитния клапан *12* (фиг. 2.30) подаването на гориво се изключва, като се затваря всмукателният отвор в цилиндъра *10*.

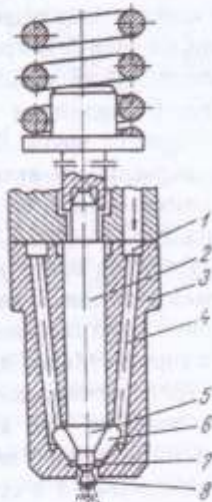
3.2.5. Дюзи (впръсквачи)

Дюзата служи за разпръскване и разпределяне на горивото в горивната камера на дизеловия двигател. В зависимост от начина на образуване на сместа към дюзата се поставят различни изисквания. В дизеловите двигатели с непосредствено впръскване тя трябва да осигури по-fino разпръскване на горивото отколкото в двигателите с предкамера или с вихрова камера. В предкамерния или вихрокамерния

двигател работата на дюзата е значително облекчена, тъй като финото разпръскване и смесването на горивото с въздуха се извършва от енергията на горивото, изгоряло в предкамерата, или от енергията на въздушния вихър във вихровата камера.

В автотракторните двигатели се използват затворени дюзи. Те имат затваряща игла, която отделя нагнетателния тръбопровод от горивната камера и осигурява впръскването на горивото под определено налягане. Обикновено затварящата игла се отваря от налягането на горивото по време на нагнетателния ход на буталото на помпата. Такива дюзи са с *хидравлично управление*.

Най-важният елемент на дюзата е разпръсквачът. Той се състои от тяло *3* и игла *2* (фиг. 2.33). Под действие на пружината иглата плътно се притиска към тялото и затваря разпръскващия отвор. От горивонагнетателната помпа по тръбопровода за високо налягане горивото се подава в пръстеновидния канал *1*, наклонените канали *4* и камерата *6*. Изходът на горивото е затворен от иглата. Поради високото налягане, създавано от помпата, иглата се повдига, като преодолява силата на пружината, и горивото се



Фиг. 3.33. Схема на действието на разпръсквача:

1- пръстеновиден канал; 2- игла на разпръсквача; 3- тяло на разпръсквача; 4- наклонен канал; 5- конусна повърхност; 6- камера; 7- ушлътняващ конус; 8- щифт

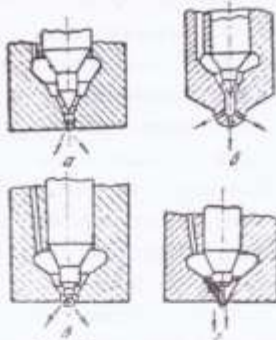
впръсква в горивната камера на двигателя. Когато винтовият ръб на буталото на помпата отвори преливния отвор на цилиндъра (помпа шибърен тип) и налягането в щуцера и тръбопровода се намали, под действието на пружината иглата затваря разпръскващия отвор и впръскването се прекратява.

Иглата прецизно е притрита към тялото на разпръсквача с хлабина $2\div3 \mu\text{m}$. В някои разпръсквачи по направляващата част на иглата са изработени пръстеновидни канавки, които образуват лабиринт за намаляване преминаването на гориво през хлабината между иглата и тялото на разпръсквача. Налягането, при което иглата на разпръсквача се отделя от седлото, се нарича *налягане на отваряне на иглата*. Налягането на отваряне на иглата се избира в зависимост от конструктивните особености и диаметъра на цилиндрите на дизеловия двигател и преди всичко от начина на образуване на работната смес. Регулира се с натягане на пружината.

Горивото трябва не само да се разпръсне добре, но и да се разпредели в горивната камера така, че сместа, образувана с въздуха, да може да се самовъзпламени и да изгори напълно. Разпръскващите отвори имат малко сечение и горивото изтича от тях с голяма скорост, която достига $150\div400 \text{ m/s}$ (в някои случаи и повече).

По броя на разпръскващите отвори разпръсквачите се делят на едноструйни (фиг. 3.34 а, в и з) и многоструйни (фиг. 3.34 б).

Едноструйни разпръсквачи се използват в дизелови двигатели с разделена горивна камера- предкамерни и вихрокамерни.



Фиг. 3.34. Видове разпръсквачи:
а, в, з- едноструйни; б- многоструен

Едноструйните разпръсквачи биват щифтови (фиг. 3.34 в, з) и безщифтови (фиг. 3.34 а). Щифтът е продължение на иглата и е разположен под нейния уплътняващ конус в разпръскващия отвор. Той подобрява разпръскването на горивото и придава на горивната струя необходимата форма и размери. Щифтовете са конусни (фиг. 3.34 в) и цилиндрични (фиг. 3.34 з). Конусният щифт представлява два пресечени конуса, съединени с малката си основа.

Щифтовите разпръсквачи се използват широко във вихрокамерните дизелови двигатели.

Финото разпръскване на горивото чрез щифта и интензивното вихрово движение на въздуха в горивната камера осигуряват необходимото качество на работната смес при не много високи налягания на впръскването.

Многоструйните разпръсквачи имат няколко разпръскващи отвора с размери $0,10\div0,35 \text{ mm}$. Използват се в двигателите с непосредствено впръскване.

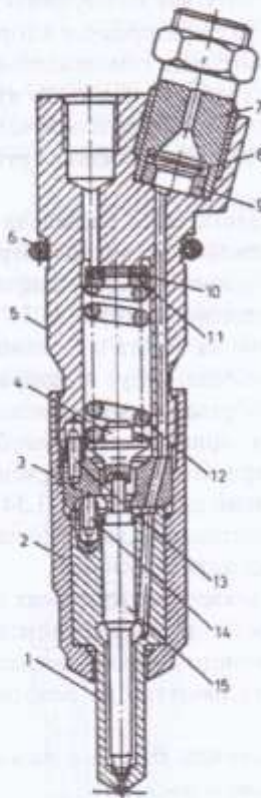
Ходът на иглата на разпръсквача е $0,2\div0,4 \text{ mm}$ и се ограничава от допирането на направляващата част на иглата до тялото на дюзата.

Като пример на фиг. 3.35 е показана конструкцията на дюза с многоструен разпръсквач за двигатели КамАЗ. Горивото от тръбопровода за високо налягане постъпва в щуцера 7 и през предпазния филтър 8 и надлъжния канал постъпва в камерата на тялото 1 на разпръсквача. Под действието на налягането на горивото иглата 15, като преодолява силата на пружината 12, се повдига и пропуска горивото към разпръскващите отвори, през които то попада в цилиндъра на двигателя. Между тялото 5 на дюзата и тялото 1 на разпръсквача е поставена междинна пло-

ча 3. Положението на плочата спрямо тялото на дюзата се фиксира с щифта 13, а положението на разпръсквача спрямо плочата - с щифта 14. Разпръсквачът е с четири разпръскващи отвора с диаметър 0,30 mm. Ходът на иглата е 0,25-0,30 mm. Налягането на отваряне на иглата се регулира с шайбите 10 и 11, поставяни под пружината 12. Мрежестият предпазен филтър 8 е поставен в щуцера 7. Горивото, преминало през хлабините между иглата и тялото на разпръсквача, по тръбопровод се връща в резервоара.

3.2.6. Съвместна работа на горивонагнетателната помпа и дюзата

Тъй като разпръскващите отвори на дюзата са с малко сечение, през време на активния ход на буталото на помпения елемент налягането в пространството над буталото, в нагнетателния тръбопровод и дюзата значително се повишава. От налягането в дюзата (камерата на разпръсквача) зависи скоростта, с която горивото изтича от разпръскващите отвори.



Фиг. 3.35. Конструкция на дюза с многоструен разпръсквач:

1- тяло на разпръсквача; 2- гайка на разпръсквача; 3- междинна плоча; 4- шанга; 5- тяло на дюзата; 6- уплътнителен пръстен; 7- щуцер; 8- предпазен филтър; 9- уплътнителна втулка; 10 и 11- регулиращи шайби; 12- пружина; 13 и 14- щифтове; 15- игла на разпръсквача

Налягането на впръскването и изменението му по ъгъла на завъртане на гърбицния вал се определя от конструктивните особености на горивната уредба, дроселирането във всмукателния и преливния отвор на цилиндъра на помпения елемент, свиваемостта на горивото, еластичността на частите на горивната уредба и задвижването и, разпространението на вълните на налягане в пълнителния тръбопровод. Влиянието на някои от изброените фактори зависи от работния режим на горивната уредба - честотата на въртене на гърбицния вал и цикловото количество гориво.

При постоянна честота на въртене на гърбицната скоростта на движение на повдигача, а следователно и на буталото, се изменя в зависимост от завъртането на гърбицата. Скоростта на буталото отначало нараства до някаква стойност, а след това намалява до нула. Скоростта на движение на буталото зависи от профила на гърбицата и честотата на въртене на гърбицния вал.

При по-висока скорост на движение на буталото налягането на впръскването е по-високо, тъй като при движението си буталото подава повече гориво, отколкото за същото време дюзата може да пропусне. С нарастване на налягането скоростта на изтичане на горивото от дюзата нараства. При това се намалява продължителността на впръскването и се подобрява разпръскването на горивото.

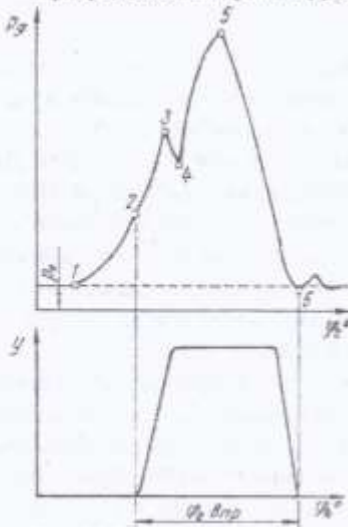
При по-малка продължителност на впръскването и по-добро разпръскване икономичността на двигателя е по-голяма. При по-висока скорост на буталото нарастват

инерционните сили, които предизвикват повишено износване на гърбицата и другите части на помпата. Затова на гърбицата се придава такава форма, която при удовлетворителна износоустойчивост осигурява икономична работа на двигателя.

Средната скорост на движение на буталото за времето на неговия активен ход при номинална честота на въртене на гърбицния вал е в границите $1,3 \div 1,6$ m/s за тракторните и $1,8 \div 2,0$ m/s за автомобилните дизелови двигатели.

Свиваемостта на горивото, еластичността на частите и времето, необходимо за преминаване на вълната на налягането по нагнетателния тръбопровод от помпата до дюзата, определят закъснението на началото на впръскването спрямо началото на подаване на гориво. При затворени дюзи към закъснението на началото на впръскването, което се дължи на изброените фактори, се прибавя и закъснението, определено от времето за повишаване на налягането в камерата на разпръсквача до необходимото за отваряне на иглата.

При разделена горивна уредба разстоянието между помпата и дюзата е голямо.



Фиг. 3.36. Осцилограма на налягането p_0 пред дюзата и повдигането y на иглата на разпръсквача в разделена горивна уредба

Вълната на налягането в пълнителния тръбопровод от помпата към дюзите се движи със скоростта на звука и изминава това разстояние за едно и също време независимо от честотата на въртене на гърбицния вал. При висока честота на въртене за това време гърбицният вал се завърта на по-голям ъгъл. Затова с нарастване на честотата на въртене на гърбицния вал се увеличава закъснението на началото на впръскването в работния цикъл на двигателя, съответно горенето продължава в процеса разширяване и се влошава икономичността на двигателя. Ето защо горивонагнетателните помпи на автомобилните дизелови двигатели, честотата на въртене на колянвия вал на които се изменя в широки граници, са снабдени с регулатор на началото на впръскването, обикновено центробежен тип. С помощта на регулатора на началото на впръскването при нарастване на честотата на въртене валът на помпата се завърта спрямо задвижващия вал на необходимия ъгъл по посока на въртенето и впръскването започва по-рано.

Разгледаните по-горе фактори предизвикват закъснение и на края на впръскването. С нарастване на честотата на въртене закъснението се увеличава и впръскването се разтяга. В резултат на това продължителността на впръскването за горивната уредба на бързоходните автомобилни дизелови двигатели на номинален режим е $1,8 \div 2,2$ пъти по-голяма от геометричната продължителност на подаването на гориво от помпения елемент.

Процесът на впръскване на горивото от дюзата при разделена горивна уредба протича по следния начин. В периода между две впръсквания в нагнетателния тръбопровод и в дюзата се установява определено постоянно налягане (остатъчно налягане) p_0 (фиг. 3.36), което зависи от разтоварващия обем на нагнетателния клапан. През време на работния ход на буталото на помпения елемент, когато на-

лягането над него стане достатъчно да повдигне нагнетателния клапан, в щуцера на помпения елемент започва да се формира вълна на налягането, която се разпръсква със скоростта на звука по нагнетателния тръбопровод. След известно време, определено от дължината на тръбопровода, вълната на налягането достига до дюзата и се отразява. Във всеки даден момент налягането в камерата на разпръсквача на дюзата се определя като алгебрична сума от остатъчното налягане от предходния цикъл, стойността на вълната на налягането, която идва от помпата, и стойността на отразената вълна. Точка 1 съответства на началото на повишаване на налягането в дюзата. В точка 2 налягането в дюзата p_0 става достатъчно да преодолее силата на пружината на дюзата и иглата на разпръсквача започва да се повдига. При повдигането си иглата освобождава определен обем пред разпръсквачите отвори, които се запълва с гориво. Вследствие на това налягането на впръскването може да се понижи (участък 3-4). По-нататъшното изменение на налягането на впръскването зависи от характера на изменението на скоростта на движение на буталото. Ако скоростта на движение на буталото нараства, налягането също нараства (участък 4-5).

Когато винтовият рѣб на буталото отвори преливния отвор на цилиндъра на помпения елемент, налягането под нагнетателния клапан рязко се намалява и нагнетателният клапан се затваря. Налягането в нагнетателния тръбопровод и в дюзата също започва да се намалява и иглата постепенно се спуска към седлото. До сядането на иглата (т. б) горивото продължава да се впръсква в цилиндъра. Налягането, при което иглата се затваря, е значително по-ниско от това, при което започва повдигането ѝ (т. 2). Това се дължи на по-голямата площ, на която действа горивото след повдигането на иглата. Продължителността на впръскването на горивото се определя с ъгъла $\varphi_{\text{з.впр}}$, на който гърбичния вал на помпата се завърта от началото на повдигането на иглата (т. 2) до сядането ѝ (т. б).

След затварянето на иглата на дюзата впръскването се прекратява, но в нагнетателния тръбопровод колебанията на налягането продължават. Поради вискозитетата на горивото и други фактори вълните на налягането в нагнетателния тръбопровод, които многократно се отразяват от дюзата и помпения елемент, бързо затихват. Ако към дюзата дойде вълна на налягането с достатъчна стойност, иглата на разпръсквача се отваря отново и в цилиндъра на двигателя се впръсква допълнително количество гориво. Допълнителното впръскване е крайно нежелателно, тъй като се извършва при сравнително ниско налягане и в неподходящ момент в процеса на разширяването. Допълнителното впръскване се избягва с подбиране на подходящ разтоварващ обем на нагнетателния клапан, или като в нагнетателния клапан се вгражда обратен клапан. Обратният клапан обикновено е пластинков, нормално затворен от пружина. В центъра на нагнетателния клапан е пробит калиброван отвор (жигльор). Когато в щуцера на помпата дойде вълна на налягане, превишаваща определена стойност, обратният клапан се отваря и през жигльора изтича гориво. По този начин амплитудите на вълните на налягането в нагнетателния тръбопровод се намаляват и иглата на разпръсквача не се отваря повторно.

Характеристика на впръскването. Горивната уредба трябва не само да подава точно определено количество гориво в определен интервал, но и да го разпределя по време в горивната камера в зависимост от конструктивните особености и работните условия на двигателя. Зависимостта на количеството гориво, което

постъпва в цилиндъра на двигателя, от времето или от ъгъла на завъртане на гърбичния вал се нарича характеристика на впръскването. От характеристиката на впръскването зависят разпръскването на горивото и развитието на факела в горивната камера на двигателя. От нея в значителна степен се определя протичането на работния процес и твърдостта на работата на двигателя, а следователно и икономическите и експлоатационни показатели на двигателя.

Диференциалната характеристика на впръскването определя количеството гориво, което изтича от разпръсквача в даден момент:

$$Q_d = \frac{dQ_v}{dt} = f(t), \quad (3.5)$$

където $\frac{dQ_v}{dt}$ е обемната скорост на изтичане на горивото от разпръсквача на дюзата;
 t - времето.

Обемната скорост на изтичане на горивото от разпръсквача може да се изрази и по ъгъла на завъртане на гърбичния вал:

$$Q_d = \frac{dQ_v}{d\varphi} = f(\varphi), \quad (3.6)$$

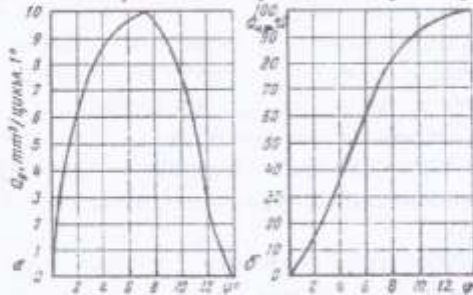
където φ е ъгълът на завъртане на гърбичния вал.

Обикновено при графичното представяне на диференциалната характеристика на впръскването се приема $\Delta\varphi = 1^\circ$. Тогава формулата (3.6) приема вида:

$$Q_d = \Delta Q_v = f(\varphi), \quad (3.7)$$

където ΔQ_v е количеството гориво, което изтича от разпръсквача за 1° завъртане на гърбичния вал.

За по-пълна оценка на процеса на впръскването е необходимо да се знае и количеството на горивото, постъпило в цилиндъра на двигателя от началото на впръскването до даден момент или дадено ъглово положение на гърбицата. За тази цел се построява интегралната характеристика на впръскването:



Фиг. 3.37. Характеристики на впръскването на гориво:

а - диференциална; б - интегрална

На фиг. 3.37 са показани диференциалната и интегралната характеристика на впръскването.

Необходимо е процесът на впръскването на гориво в цилиндрите на двигателя да се организира в съответствие с протичането на смесообразуването и горенето в двигателя. Въз основа на съвременното разбиране на процесите на смесообразу-

$$Q_{v,t} = \int_{t_{н.в.}}^t f(t) dt, \quad (3.8)$$

$$Q_{v,\varphi} = \int_{\varphi_{н.в.}}^{\varphi} f(\varphi) d\varphi, \quad (3.9)$$

където $t_{н.в.}$ и $\varphi_{н.в.}$ са времето и ъгълът на завъртане на гърбичния вал, които съответстват на началото на впръскването

t и φ - времето и ъгълът на завъртане на гърбичния вал, които съответстват на даден момент на впръскването.

ване и горене в дизеловия двигател могат да се формулират някои най-общи изисквания за избиране на характеристиката на впръскването:

1. В началото на впръскването скоростта на подаването на гориво в цилиндъра не трябва да бъде много голяма. Тогава по време на периода на задържане на възпламеняването в горивната камера постъпва сравнително малко количество гориво и скоростта на нарастване на налягането в периода на бързото горене е по-малка. Но при много малки скорости на подаването се влошава разпръскването на горивото и съответно се увеличава задържането на възпламеняването.

2. През периода на бързо горене горивото трябва да се впръсква интензивно, с нарастваща скорост, за да могат капките на горивото да достигат най-отдалечените точки на горивната камера и по-добре да се използва въздухът в цилиндъра.

3. Впръскването на гориво трябва да завършва рязко. Прокапване на гориво и допълнително впръскване не се допускат.

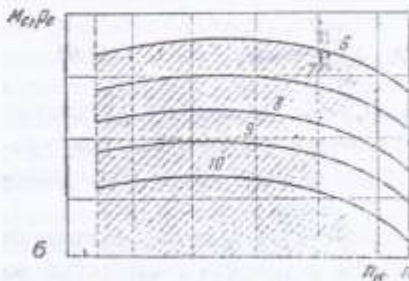
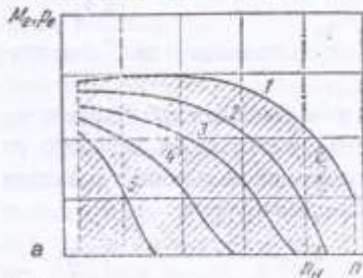
4. Продължителността на впръскването на гориво при пълно подаване не трябва да превишава $35-40^\circ$ по колянвия вал.

Най-типичните характеристики на впръскването са показани на фиг. 3.8.

3.3. Регулатори

3.3.1. Необходимост от регулатор на честотата на въртене на автотракторните двигатели

Работният режим на двигателя с вътрешно горене се определя от натоварването



Фиг. 3.38. Честотни характеристики на двигателя при различни положения на органа за управление:

а- карбураторен двигател; б- дизелов двигател; 1- напълно отворена дроселна клапа; 2-5- частично отворена дроселна клапа; 6- пълно подаване на гориво; 7-10- частично подаване на гориво

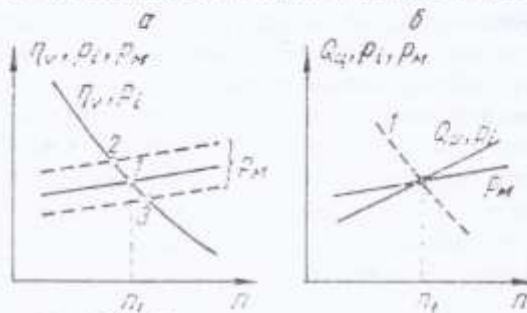
му и от честотата на въртене на колянвия вал. Натоварването и честотата на въртене могат да се изменят в определен интервал.

За всеки от честотните режими на двигателя съществува максимално натоварване, което зависи от температурата и налягането на въздуха пред пълнителния тръбопровод на двигателя, коефициента на пълнене, използваното гориво, качеството на работния процес и механичните загуби на двигателя. Долната граница на натоварването съответства на работата на двигателя на празен ход, при който подаването на гориво се определя от механичните загуби на двигателя (виж и 1.1.5).

Работата на бензиновия двигател се управлява с дроселната клапа. Дори при напълно отворена дроселна клапа увеличаването на честотата на въртене на колянвия вал води до значително намаляване на запълването на цилиндрите с гориво-въздушна смес, съответно до намаляване на средното индикаторно налягане и на въртящия момент на двигателя (фиг. 3.38 а, крива 1).

Въртящият момент при частични положения на дроселната клапа се намалява толкова по-бързо при увеличаване на честотата на въртене, колкото по-малко е отворена дроселната клапа (кривите 2-5). Поради това при разтоварване на двигателя честотата на въртене на колянния вал не се увеличава значително. Честотата на въртене при работа на двигателя на празен ход при малко отворена дроселна клапа е по-малка от номиналната. Затова при частично отворена дроселна клапа внезапното рязко намаляване на натоварването на двигателя не е опасно. При напълно отворена дроселна клапа честотата на въртене на празен ход превишава номиналната. Опитно е установено, че кратковременна работа на двигателя с честота на въртене на колянния вал с $30 \div 50\%$ по-висока от номиналната е допустима. Поради това транспортните бензинови двигатели често нямат регулатор за максималната честота на въртене. При карбураторните двигатели за товарни автомобили обикновено се използва ограничител на максималната честота на въртене. Тези ограничители не допускат празният автомобил да се движи с по-голяма скорост от допустимата, когато резервната мощност на двигателя е много голяма. В съвременните мощни бензинови двигатели за леки автомобили електронната система за управление изпълнява и функцията на граничен регулатор-ограничител на честотата на въртене.

При дизеловите двигатели работния процес протича при голям излишък на въздух, а цикловото количество гориво при постоянно положение на регулиращия орган (рейката при помпите с шибърно дозиране на горивото и дроселиращия шибър при помпите с дозиране на горивото чрез дроселиране) нараства незначително



Фиг. 3.39. Изменение на средното налягане, на механичните загуби P_M и средното индикаторно налягане P_i от честотата на въртене при работа на двигателя на празен ход:

а- карбураторен двигател; б- дизелов двигател

при увеличаване на честотата на въртене на колянния вал. Затова при рязко намаляване на натоварването на дизеловия двигател е възможно значително увеличаване на честотата на въртене на вала (фиг. 3.38 б). При всички положения на регулиращия орган честотата на въртене на вала при работа на двигателя на празен ход значително превишава максимално допустимата честота. Затова е необходимо дизеловия двигател да има регулатор на максималната честота на въртене. Увеличаването на честотата на въртене над номиналната се ограничава не само от якостта на възлите и частите на двигателя, но и от рязкото влошаване на качеството на работния процес при пълно подаване на гориво. При разтоварване на двигателя регулаторът на максималната честота на въртене трябва да премести регулиращия орган по посока на намаляване на подаването на гориво, като по този начин ограничи честотата на въртене на колянния вал при работа на двигателя на празен ход.

Долната граница на честотата на въртене на колянния вал зависи от маховия момент на двигателя и от устойчивостта на работните цикли. По-икономична работа на двигателя може да се постигне с намаляване на минимално допустимата

честота на въртене. В заштрихованите области на честотните характеристики (фиг. 3.38) са разположени експлоатационните работни режими на двигателите.

За тракторните и автомобилните двигатели голямо значение има устойчивостта на работата им на празен ход с минимална честота на въртене, тъй като те често работят на този режим (при превключване на предавките и при кратковременно спиране на машината). При работа на двигателя цялата индикаторна работа на двигателя се изразходва за преодоляване на вътрешните съпротивления.

Карбураторният двигател работи на празен ход с минимална честота на въртене при почти напълно затворена дроселна клапа. При това положение на дроселната клапа коефициентът на пълнене бързо намалява при увеличаване на честотата на въртене (фиг. 3.39 а). Средното индикаторно налягане p_i се изменя приблизително по същия начин. Средното налягане на механичните загуби p_M бавно нараства при увеличение на честотата на въртене. Честотата на въртене n_i , при която двигателят работи устойчиво на празен ход, се определя от пресечната точка на кривите на p_i и p_M .

При случайно намаляване на честотата на въртене на вала на двигателя средното индикаторно налягане p_i става по-голямо от средното налягане на механичните загуби p_M . Излишната индикаторна работа се изразходва за увеличаване на честотата на въртене до първоначалната, при която $p_i = p_M$.

При случайно увеличаване на честотата на въртене средното налягане на механичните загуби p_M става по-голямо от средното индикаторно налягане p_i . За преодоляване на вътрешните съпротивления се изразходва повече енергия, отколкото се получава при извършване на работния процес. Излишната работа се извършва за сметка на кинетичната енергия на движещите се части на двигателя. Честотата на въртене на колянвия вал се намалява до първоначалната, при която $p_i = p_M$.

Ако вътрешните съпротивления на двигателя се изменят, например при изменение на топлинното състояние на двигателя, характеристиката на средното налягане на механичните загуби се измества (кривите с прекъсвана линия на фиг. 3.39 а) и пресича кривата на средното индикаторно налягане в друга точка (2 или 3), разположена близо до т. 1. Вижда се, че карбураторният двигател работи устойчиво на празен ход и не се нуждае от регулатор на минималната честота на въртене на празен ход.

Съвременните бензинови двигатели се комплектуват с мощни генератори, чието натоварване се променя в зависимост от включените електрически потребители, съответно се променя и средното налягане на механичните загуби при работа на двигателя на празен ход. Това води до изменение на честотата на въртене на празен ход в по-широки граници. Затова електронната система за управление има и функцията на регулатор на минималната честота на въртене на празен ход - поддържа някаква зададена постоянна честота на въртене или минималната устойчива честота на въртене на празен ход (виж и 2.3.2).

При работа на дизеловия двигател на празен ход количеството на въздуха не се регулира, средното индикаторно налягане се определя от честотната характеристика на горивонагнетателната помпа при съответстващото положение на регулиращия орган.

Цикловото количество гориво на горивонагнетателните помпи шибърен тип нараства при увеличаване на честотата на въртене (фиг. 3.39 б). Ако се допусне, че

индикаторният к.п.д. е постоянен, кривата на Q_3 в друг машаб представлява също средното индикаторно налягане p_i . С увеличаване на честотата на въртене обикновено Q_3 и p_i нарастват по-интензивно от p_M . Пресечната точка на двете криви определя честотата на въртене n_1 на вала при работа на двигателя на празен ход.

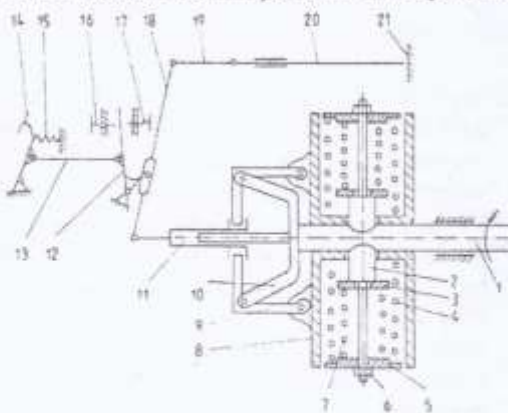
Работата на дизеловия двигател на празен ход е неустойчива. При случайно увеличаване на честотата на въртене средното индикаторно налягане p_i става по-високо от средното налягане на механичните загуби p_M . Излишната индикаторна работа се изразходва за ново увеличаване на честотата на въртене, която може да достигне значителни стойности. Така че дори при минимално подаване на гориво съществува опасност от претоварване на частите и възлите на двигателя от инерционните сили.

При случайно намаляване на честотата на въртене средното налягане на механичните загуби p_M става по-голямо от средното индикаторно налягане p_i . Излишната работа за преодоляване на вътрешните съпротивления се извършва за сметка на кинетичната енергия на движещите се части на двигателя. Честотата на въртене на коляновия вал продължава да намалява до пълното спиране на двигателя.

За устойчива работа на дизеловия двигател е необходим регулатор на минималната честота на въртене на празен ход, който при намаляване на честотата на въртене да изменя положението на регулиращия орган на горивонагнетателната помпа така, че цикловото количество гориво да нараства. Съответно се увеличава и средното индикаторно налягане (крива I) и двигателят работи устойчиво.

Разгледаните особености на дизеловия двигател налагат да се използва регулатор, който да въздейства на работата на двигателя при максимална и минимална честота на въртене. Такъв регулатор се нарича *двурежимен*. С двурежимни регулатори са снабдени обикновено автомобилните дизелови двигатели.

За по-голяма част от работите, извършвани с трактор, е необходима постоянна



Фиг. 3.40. Схема на двурежимен регулатор:

1- вал на помпата; 2- кръстачка; 3- вътрешна талерка; 4- външна (слаба) пружина; 5- външна талерка; 6- регулираща гайка; 7- вътрешна (силна) пружина; 8- тежест; 9- двураменен лост; 10- кръстачка на двураменните лостове; 11- муфта на регулатора; 12- лост на регулатора; 13- шпалга; 14- педал; 15- възвратна пружина на педала; 16- регулиращ винт-ограничител на подаването на гориво; 17- регулиращ винт-ограничител на подаването на гориво; 18- вилка на регулатора; 19- съединително звено; 20- рейка; 21- неподвижна опора на рейката

скорост на движение на прикачните и навесните агрегати. Това е възможно само при работа на двигателя с постоянна честота на въртене. Съвременните тракторни дизелови двигатели са снабдени с регулатори, които осигуряват устойчива работа на двигателя на кой да е зададен честотен режим от минимално устойчива честота на въртене на празен ход до максимално допустимата при пълно натоварване на двигателя. Това позволява да се избере най-изгодната скорост на движение на тракторния агрегат при извършване на всяка работа. Тези регулатори се наричат *всережимни*.

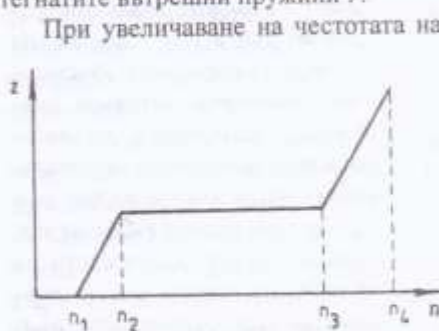
Дизеловите двигатели на тежките товарни автомобили, работните условия на които са близки до тези на тракторните двигатели, също са снабдени с всережимни регулатори. Според принципа на действие регулаторите биват механични, пневматични, хидравлични и комбинирани. За автомобилните и тракторните двигатели се използват предимно механични центробежни регулатори. В съвременните дизелови двигатели се използват и електронни системи за комплексно управление на двигателя.

3.3.2. Механични регулатори

Устройството в регулатора, което измерва отклонението на регулируемия параметър (честотата на въртене), се нарича *чувствителен елемент*. В случаите, когато чувствителният елемент е свързан непосредствено с регулиращия орган на двигателя (рейката на горивонагнетателната помпа или дроселната клапа на карбуратора) *регулаторът е с пряко действие*. Ако между чувствителният елемент и регулиращия орган на двигателя е включен усилвател, *регулаторът е с непряко действие*. Автомобилните и тракторните двигатели са с регулатори с пряко действие. Най-разпространен е механичният чувствителен елемент от центробежен тип. Регулаторите с такъв чувствителен елемент се наричат *центробежни регулатори*.

Центробежният регулатор представлява система, която се състои от въртящи се тежести, пружини и лостове, свързани с рейката на горивонагнетателната помпа.

Двурежимен центробежен регулатор. Принципната схема на двурежимен центробежен регулатор е дадена на фиг. 3.40. На вала 1 на горивонагнетателната помпа са разположени кръстачката 2 на тежестите и кръстачката 10 на лостовете на тежестите. Върху цилиндричните прътове на кръстачката 2 са надянати свободно тежестите 8, които могат да се преместват радиално. На прътовете на кръстачката 2 са поставени талерките 3, които служат като опора на предварително натегнатите вътрешни пружини 7.



Фиг. 3.41. Движение на муфата на двурежимния регулатор

При увеличаване на честотата на въртене центробежните сили на тежестите натоварват външните пружини 4, които предварително са слабо натегнати. Когато честотата на въртене достигне n_1 (фиг. 3.41), центробежните сили на тежестите се изравняват със силите на външните пружини. При по-нататъшно увеличение на честотата на въртене под действие на центробежните сили на тежестите външните пружини се свиват и тежестите постепенно се разтварят. С тежестите чрез двураменните лостова 9 е свързана муфата 11, която при разтваряне на тежестите се премества надясно и чрез вилката 18 и съединителното звено 19 премества рейката 20 на горивонагнетателната помпа наляво. Така подаването на гориво се намалява.

При честота на въртене n_2 тежестите на регулатора с вътрешната си опорна повърхност достигат до талерките 3 и не се преместват по-нататък, тъй като силата на двете пружини е значително по-голяма от центробежната сила на тежестите

при достигната честота на въртене. Действието на регулатора при изменение на честотата на въртене в интервалите n_1 до n_2 съответства на работата на двигателя на празен ход.

При увеличаване на честотата на въртене от n_2 до n_3 тежестите, а следователно и муфата на регулатора не се преместват. При честота на въртене n_3 центробежната сила на тежестите става равна на сумарната сила на двете пружини и при понататъшното увеличаване на честота на въртене тежестите постепенно се разтварят, като преместват муфата на регулатора, а чрез вилката- и рейката на помпата. Максималната честота на въртене на вала при работа на двигателя на празен ход е n_4 .

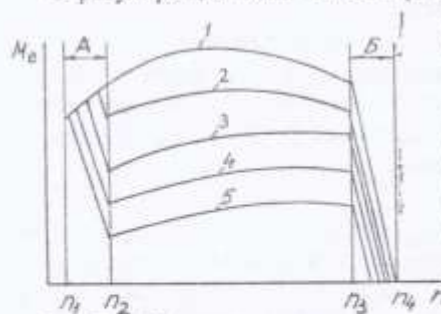
С педала 14, свързан чрез щангата 13 с лоста 12 на регулатора, водачът на машината въздейства непосредствено на рейката на горивонагнетателната помпа. При завъртане на лоста на регулатора вилката 18 се завърта около шарнира на муфата 11 и измества рейката. В съответствие с преместването на рейката се изменя и подаването на гориво. При определено натоварване на двигателя честотата на въртене на колянвия вал зависи от цикловото количество гориво. Така в зависимост от работните условия на машината, като въздейства непосредствено на рейката на горивонагнетателната помпа чрез педала 14, водачът поддържа необходимата честота на въртене на вала на двигателя в границите от n_2 до n_3 . В този интервал на честотата на въртене регулаторът не действа. В случай че честотата на въртене превиши n_3 , регулаторът се включва и независимо от действията на водача намалява подаването на гориво.

Номиналната честота на въртене на колянвия вал на двигателя се регулира с натягане на пружините 4 и 7 на регулатора с регулиращата гайка 6.

С регулиращият винт 17 се ограничава завъртането на лоста на регулатор по посока на увеличаване на подаването на гориво. При неработещ двигател, като се завърти лостът 12 по посока на часовниковата стрелка, рейката се премества, докато достигне неподвижната опора 21, след което чрез муфата 11 и лостове 9 тежестите се разтварят. С регулиращия винт се ограничава положението на лоста на регулатора, при което опорната повърхност на тежестите достига вътрешната талерка 3.

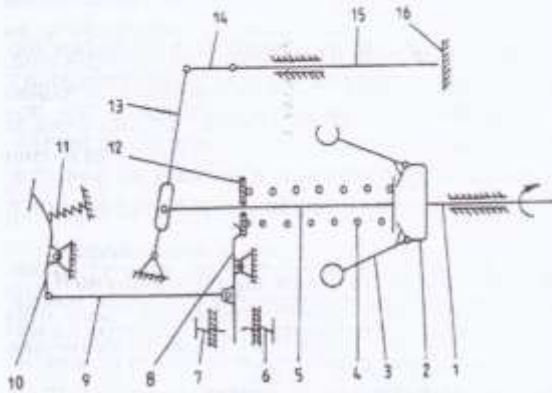
С регулиращия винт 16 се ограничава положението на лоста на регулатора, при което се изключва подаването на гориво от помпата.

На фиг. 3.42 е дадена честотната характеристика на дизелов двигател с двурежимен регулатор. Кривата 1 съответства на външната честотна характеристика на двигателя, кривите 2-5- на неговите частични честотни характеристики. При намаляване на честотата на въртене в интервала n_1 - n_2 въртящият момент се увеличава. Това се дължи на преместването на рейката на горивонагнетателната помпа от външните (слабите) пружини на регулатора в зависимост от намаляването на центробежната сила на



Фиг. 3.42. Честотни характеристики на дизелов двигател с двурежимен регулатор: 1- външна честотна характеристика; 2- 5- частични честотни характеристики; А и Б- зони на регулиране

тежестите. При увеличаване на честотата на въртене в интервала n_3-n_4 регулаторът намалява подаването на гориво, поради което въртящият момент се намалява и честотата на въртене не може да превиши допустимата. В интервала n_2-n_3 на честотата на въртене регулаторът не влияе на характера на изменение на въртящия момент. Двурежимният регулатор осигурява две зони на регулиране: А и Б. В интервала $n_2 < n < n_3$ честотата на въртене се регулира от водача чрез непосредствено въздействие на рейката на горивонагнетателната помпа.



Фиг. 3.43. Схема на всережимен центробежен регулатор: 1- вал на регулатора; 2- кръстачка; 3- тежест; 4- пружина на регулатора; 5- муфта на регулатора; 6- регулиращ винт-ограничител на изключено подаване на гориво; 7- регулиращ винт-ограничител на номиналната (максималната) честота на въртене; 8- лоста на регулатора; 9- шанга; 10- педал; 11- пружина; 12- подвижна опора на пружината; 13- вилка; 14- съединително звено; 15- рейка на горивонагнетателната помпа; 16- неподвижна опора на рейката

тежестите 3 са свързани шарнирно. До петите на тежестите допира муфата 5 на регулатора, свързана шарнирно с вилката 13. Върху муфата е разположена пружината 4. Чрез лоста 8 на регулатора, съединен с педала (ръчката) 10, водачът въздейства непосредствено върху пружината на регулатора. Като изменя на ход натягането на пружината, водачът на машината изменя честотата на въртене, при която центробежната сила на тежестите преодолява силата на пружината и регулаторът започва да действа.

По този начин може да бъде зададен един или друг честотен режим, който регулаторът да поддържа.

При дадено положение на лоста на регулатора и определена честота на въртене на вала, при които рейката 15 на помпата не допира до неподвижната опора 16, центробежната сила на тежестите се уравновесява от силата на пружината. Ако натоварването на двигателя се увеличи, честотата на въртене на колянния вал намалява, намалява центробежната сила на тежестите и пружината 4 премества муфата 5 надясно, като завърта вилката на регулатора. При това вилката премества рейката надясно. Подаваното циклово количество гориво се увеличава, двигателят преодолява нарасналото съпротивление и работи устойчиво на новия честотен режим.

В случай, че натоварването на двигателя се намали, честотата на въртене на вала нараства, центробежната сила на тежестите се увеличава. Муфата на регулатора се премества наляво, пружината се свива, докато силата ѝ уравни центробежната сила. При това вилката се завърта наляво и изтегля рейката. Подаваното циклово количество гориво се намалява и съответства на натоварването на двигателя. Двигателят работи устойчиво на новия честотен режим.

Всережимен центробежен регулатор.

Принципна схема на всережимен центробежен регулатор е дадена на фиг. 3.43. На вала 1 на регулатора е разположена кръстачката 2, с която тежестите 3 са свързани шарнирно.

Така при дадено положение на педала (ръчката) честотата на въртене на колянвия вал на двигателя се определя от натоварването, но остава в сравнително тесен интервал между честотата на въртене при пълно натоварване на двигателя и честотата на въртене при работа на двигателя на празен ход.

С винта 7 се регулира номиналната честота на въртене на двигателя, а с винта 6 се ограничава положението на лоста на регулатора, при което се изключва подаването на гориво от помпата.

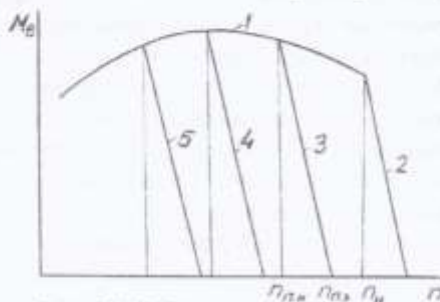
На фиг. 3.44 са дадени честотни характеристики на дизелов двигател с всережимен регулатор. Кривата 1 съответства на външната честотна характеристика на двигателя, кривата 2 е външната регулаторна характеристика, а кривите 3-5 са негови частични регулаторни характеристики. Всяка регулаторна характеристика съответства на определено натягане на пружината на регулатора. В съответствие с натоварването на двигателя регулаторът изменя въртящия момент от максимален (крива 1) до нула, при което честотата на въртене на колянвия вал малко се изменя.

Важен показател, който характеризира съвършенството на регулатора, е степента на неравномерност δ , която представлява отношението на разликата от честотата на въртене на празен ход $n_{n.x}$ и честотата на въртене при пълно натоварване $n_{n.n}$ към тяхната средна стойност:

$$n_{cp} = \frac{n_{n.x} + n_{n.n}}{2}$$

$$\delta = \frac{n_{n.x} - n_{n.n}}{n_{cp}} \cdot 100\% \quad (3.10)$$

За автомобилните и тракторните двигатели се допуска степен на неравномерност на регулатора 6÷8% на номинален честотен режим. Степента на неравномерност на всережимния регулатор се увеличава при намаляване на поддържащия честотен режим и става значителна (40÷70%) при минимална честота на въртене. Това се дължи на постоянната коравина на пружината и значителното намаляване на центробежната сила при намаляване на честота на въртене на вала на регулатора. За подобряване на показателите на всережимния регулатор в някои случаи се използват две или три пружини, които се включват



Фиг. 3.44 Честотни характеристики на дизелов двигател с всережимен регулатор
1- външна честотна характеристика; 2-5- частични регулаторни характеристики

последователно в работа. Коравината на пружината се прави променлива. Използването на няколко пружини подобрява динамичните качества на всережимния центробежен регулатор, но усложнява конструкцията му.

Работата на регулатора се оценява и с неговата степен на нечувствителност ξ . Ако регулаторът е в равновесно положение при честота на въртене n и ако при увеличаване на натоварването регулаторът започва да действа при честота на въртене n_1 , а при намаляване на натоварването- при честота на въртене n_2 , степента на неравномерност се определя от съотношението:

$$\xi = \frac{n_2 - n_1}{n} \cdot 100\%, \quad (3.11)$$

Регулаторите на автомобилните и тракторните дизелови двигатели имат степен на нечувствителност $1 \div 3\%$.

Сравнение между дизеловите двигатели с двурежимен и всережимен регулатор. В градски условия автомобилните дизелови двигатели с двурежимен регулатор имат с $5 \div 8\%$ по-малък разход на гориво и отделят по-малко сажди с отработилите газове. При ускоряване всережимният регулатор извежда рейката в положение, съответстващо на външната честотна характеристика на горивонагнетателната помпа, а след това привежда цикловото количество гориво в съответствие с натоварването и зададения с положението на педала честотен работен режим на двигателя. При двурежимен регулатор при ускоряване водачът непосредствено управлява положението на рейката и външната честотна характеристика на горивонагнетателната помпа може да не се достига. Освен това при двигател с двурежимен регулатор автомобилът по-бързо се ускорява.



Фиг. 3.45. Честотни характеристики на дизелов двигател с комбиниран регулатор:

1 - външна честотна характеристика; 2-7- регулаторни характеристики (функция на регулатора като всережимен); А и Б- зони на регулиране (функция на регулатора като двурежимен)

запазва предимствата на двурежимния регулатор по икономичност и димност на двигателя, а освен това двигателят работи по-устойчиво в интервала $n_2 < n < n_3$.

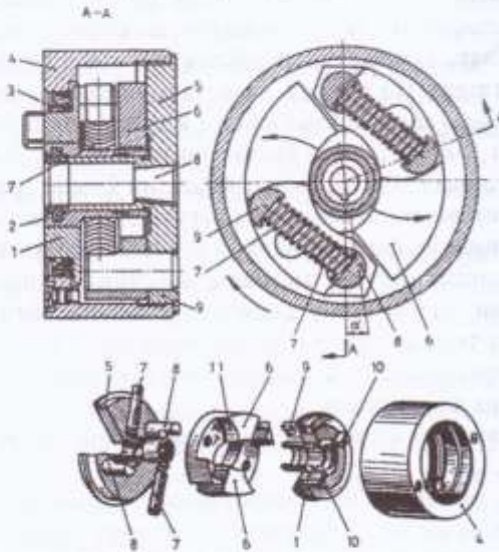
Центробежен регулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването на гориво. Наименованието "регулатор" е условно, тъй като устройството работи без обратна връзка между изходния параметър на двигателя- честотата на въртене на колянния вал, и входния параметър- ъгълът на изпреварване на впръскването на гориво (виж 1.3.1).

Центробежният регулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването представлява механично устройство, което свързва задвижващия вал от двигателя с гърбичния вал на горивонагнетателната помпа. При изменение на честота на въртене на колянния вал той изменя положението на гърбичния вал спрямо задвижващия вал, съответно спрямо колянния вал. По този начин работния цикъл на горивонагнетателната помпа се измества спрямо работния цикъл на двигателя, ъгълът на изпреварване на впръскването на гориво се променя. Опитно се определя оптималният ъгъл на изпреварване на впръскването в зависимост от честотата на

вал на двигателя. Това е голямо удобство за управление на автомобила и неговото спомагателно обзавеждане (автотоварач, повдигач на самосвал и др.). Всережимният регулатор е особено ефективен за тракторни дизелови двигатели.

Създадени са и комбинирани регулатори, които съчетават действията на двурежимния и всережимния регулатор (фиг. 3.45). В зоните на регулиране А и Б регулаторът действа като двурежимен, а в интервала $n_2 < n < n_3$ като всережимен, с полегати характеристики (2-7). Такъв регулатор в общи линии

въртене на колянвия вал на двигателя. Чрез подходящ избор на конструкцията на елементите на регулатора характеристиката на регулатора в една или друга степен възпроизвежда желаната честотна характеристика на ъгъла на изпреварване на впръскването.



Фиг. 3.46. Центробежен регулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването:

1- задвижваща полумуфа; 2 и 3- уплътнители; 4- тяло; 5- задвижвана полумуфа; 6- тежесте; 7- пружина; 8- ос; 9- палец; 10- шип; 11- криволинейна повърхност на тежестите

Задвижващата полумуфа 1 е надяната свободно върху главината на задвижваната полумуфа. В два противоположни отвора на задвижващата полумуфа са запресувани палците 9, които влизат в изрязаната част на тежестите и допират до криволинейните им повърхнини 11. Между осите 8 и палците 9 са поставени пружините 7.

Отпред задвижващата полумуфа има два правоъгълни шипа 10, чрез които тя се върти от задвижващия вал. При въртенето на тази полумуфа палците и 9 се притискат до криволинейната повърхност 11 на тежестите и чрез тежестите, осите 8 и задвижваната полумуфа 5 въртят гърбичния вал на помпата.

При малка честота на въртене на колянвия вал под действието на пружините 7 тежестите 6 са прибрани и се допират до централната втулка. С увеличаване на честотата на въртене под действието на центробежната сила тежестите постепенно се разтварят, като с криволинейната си повърхност се плъзгат по палците 9 на задвижващата полумуфа. При това разстоянието между осите и палците 9 намалява, пружините се свиват и задвижваната полумуфа, а с нея и гърбичния вал се завъртат в посока на въртенето и горивото се впръсква по-рано, т.е. ъгълът на изпреварване на впръскването се увеличава. Максималното разтваряне на тежестите се ограничава от тялото 4.

При изменение на честотата на въртене на гърбичния вал до 1050 min^{-1} и при циклово количество гориво $111 \div 113 \text{ mm}^3/\text{цикл}$ задвижваната полумуфа се завърта спрямо задвижващата на $7 \pm 1^\circ$ (регулатор за ЯМЗ-236).

На предния край на тялото 4 са пробити два отвора за наливане на дизелово масло за мазане на триещите повърхности. Отворите се затварят с винтове. Уплътнителите 2 и 3 предотвратяват изтичането на маслото.

Конструкцията на центробежен регулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването е показана на фиг. 3.46. Задвижваната полумуфа 5 чрез шпонка и кръгла гайка е монтирана в предния край на вала на горивонагнетателната помпа. В тази полумуфа са запресувани осите 8, на които са поставени тежестите 6. Тялото 4 е завито на резба в задвижваната полумуфа 5.

Задвижващата полумуфа 1 е надяната свободно върху главината на задвижваната полумуфа. В два противоположни

3.3.3. Електронни регулатори

Общи сведения. Акумулаторните горивни уредби с електронно управление позволяват да се оптимализират параметрите на впръскването на гориво и практически да се удовлетворят изискванията към горивната уредба при всички работни режими и работни условия на двигателя. Но доскоро недостатъчното бързодействие на дюзите задържаше използването им в автомобилните и тракторните бързоходни дизелови двигатели. За тези двигатели бяха създадени електронни регулатори, които се вграждат в конвенционалните горивонагнетателни помпи (редови многосекционни и разпределителни) вместо механичните регулатори на честотата на въртене и на ъгъла на изпреварване на впръскването на гориво. Като изпълнителни механизми се използват стъпкови електродвигатели, линейни (пропорционални) електромагнитни или силови хидравлични цилиндри с електромагнитни хидравлични разпределители. Чрез тези регулатори се оптимализират цикловото количество гориво и ъгълът на изпреварване на впръскването в зависимост от работните режими и работните условия на двигателя.

Опитно се определя желаната външна честотна характеристика на горивонагнетателната помпа (виж 3.2.2., фиг. 3.21).

Електронният регулатор може да работи като всережимен, двурежимен или комбиниран регулатор на честотата на въртене. Ако работи като всережимен регулатор, водачът с педала на акселератора задава честотата на въртене, при която започва действието на регулатора. Под тази честота на въртене регулаторът изменя положението на регулиращия орган на горивонагнетателната помпа така, че цикловото количество гориво да се променя според външната честотна характеристика на горивонагнетателната помпа. При по-висока честота на въртене от зададената с педала регулаторът изменя цикловото количество гориво по определен закон, за да се постигне предварително заложената степен на неравномерност, възможно еднаква за всички честотни режими от минималната устойчива честота на въртене с натоварване до номиналната (максималната).

Ако електронният регулатор работи като двурежимен, в интервала, в които честотата на въртене не се регулира, водачът чрез педала на акселератора задава изисквания се според него въртящ момент. При дадената честота на въртене електронният регулатор определя необходимото циклово количество гориво, съответно положението на регулиращия органа на горивонагнетателната помпа, и чрез изпълнителния механизъм реагира по подходящ начин (премества при необходимост регулиращия орган на помпата). В зависимост от съпротивителния момент честотата на въртене се запазва (при равенство на въртящия и съпротивителния момент) или се променя – намалява, ако съпротивителният момент е по-голям, или се увеличава, ако съпротивителният момент е по-малък от въртящия момент. При променената честота на въртене регулаторът може да запазва въртящия момент чрез съответно въздействие върху регулиращия орган на горивонагнетателната помпа или да го променя, така че характеристиката на въртящия момент да е наклонена (както е при комбинирания регулатор).

В зоните на регулиране *A* и *B* (виж фиг. 3.42) регулаторът изменя цикловото количество гориво по определени програми – в зона *A* увеличава цикловото коли-

чество гориво до съответстващото по външната честотна характеристика, а в зона *B* го намалява до пълното му изключване.

Въз основа на входната информация, постъпваща от преобразувателите във управляващия електронен блок, електронният регулатор определя необходимото положение на регулиращия орган на горивонагнетателната помпа за осигуряване на изискващото се циклово количество гориво, съпоставя го с действителното положение на регулиращия орган според информацията от съответния преобразувател и ако има разлика, изпраща управляващ сигнал в изпълнителния механизъм за преместване на регулиращия орган в ново положение, за ликвидиране на тази разлика.

Възможно е електронният регулатор да работи като двурежимен или всережимен, в зависимост от работните условия. Управляващият електронен блок разпознава работните условия по честотата на включването на съединителя, превключването на предавките в скоростната кутия и употребата на спирачките, за което получава информация от съответни преобразуватели (превключватели).

Ъгълът на изпреварване на впръскването на гориво се управлява по аналогичен начин. Опитно се определя оптималният ъгъл на изпреварване на впръскването във функция на честотата на въртене и цикловото количество гориво. Данните на оптималния ъгъл на изпреварване на впръскването се залагат в паметта на управляващия блок. При даден работен режим (честота на въртене и циклово количество гориво, съответно положение на регулиращия орган) регулаторът намира от таблицата оптималния ъгъл на изпреварване на впръскването, сравнява го с действителния по информацията за началото на впръскването от дюзата на първия цилиндър и ако има разлика изпраща управляващ сигнал към изпълнителния механизъм за съответстваща промяна на началото на впръскването за ликвидиране на разликата.

По принцип в управляващия електронен блок постъпва информация от съответни преобразуватели за следните основни входни параметри:

- положението на педала на акселератора- от потенциометричен преобразувател; чрез него водачът задава поддържащия честотен режим или въртящия момент на двигателя;
- честотата на въртене- обикновено от индуктивен преобразувател, вграден в горивонагнетателната помпа, или разположен непосредствено до зъбния венец на маховика или натъбен диск върху колянвия вал;
- ъгловото положение на колянвия вал- от индуктивен преобразувател, както преобразувателя на честотата на въртене;
- положението на регулиращия орган на горивонагнетателната помпа- от потенциометричен преобразувател, вграден в горивонагнетателната помпа;
- началото на впръскване на горивото- обикновено от индуктивен преобразувател, вграден в дюзата на първия цилиндър, или от потенциометричен преобразувател, вграден в изпълнителния механизъм за регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването;
- температурата на охлаждащата течност- от преобразувател с полупроводников терморезистор;
- температурата и налягането на околния въздух;

- температурата и налягането на въздуха в пълнителния тръбопровод (при свръхпълнене);

- температурата на горивото- от преобразувател с полупроводников терморезистор, вграден в горивонагнетателната помпа;

- честотата на включване на съединителя, превключване на предавките в скоростната кутия и употреба на спирачките- от преобразуватели-превключватели.

Исходните параметри на управляващия електронен блок са:

- токът към изпълнителния механизъм за задвижване на регулиращия орган на горивонагнетателната помпа;

- токът към изпълнителния механизъм за регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването;

- токът за управление на клапана за рециркулация на отработили газове (евентуално).

Електронните регулатори имат редица предимства:

- пускане и спиране на двигателя с отчитане на температурата на въздуха и лъждата течност;

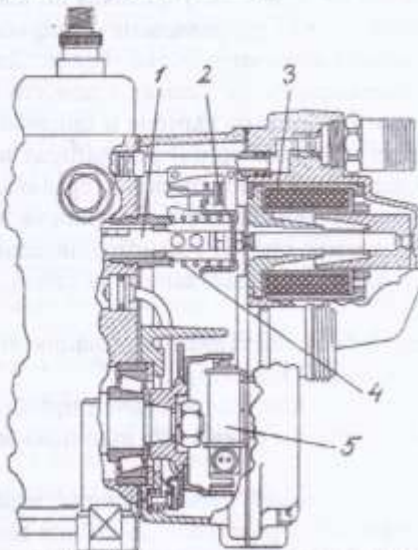
- относително лесно и точно осъществяване на желаната външна честотна характеристика на горивонагнетателната помпа (вместо коректори на подаването на горивото и пусков обогатител);

- регулиране на честотата на въртене на празен ход при изменение на натоварването на двигателя от допълнителното обзавеждане на автомобила;

- възможност за формиране на сигнали за показване на приборното табло на разхода на гориво и честотата на въртене;

- възможност за програмирана самодиагностика в управляващия блок.

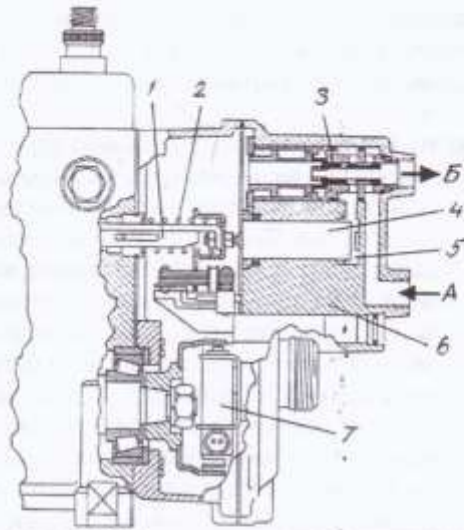
Редови многосекционни горивонагнетателни помпи. В тези помпи управлението се из-



Фиг. 3.47. Многосекционна горивонагнетателна помпа Bosch с електромагнитен изпълнителен механизъм за преместване на рейката

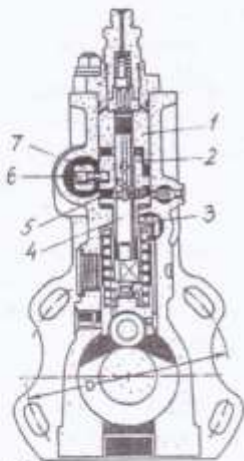
1- рейка; 2- преобразувател за преместването на рейката; 3- линеен (пропорционален) електромагнит; 4- възвратна пружина; 5- преобразувател на честота на въртене и положението на гърбичния вал

разява в преместването на рейки, които определят цикловото количество гориво и фазата на впръскването в работния цикъл на двигателя. На фиг. 3.47 е показана конструкцията на електромагнитен изпълнителен механизъм за непрекъснато управление на положението на рейката на многосекционна помпа Bosch. Рейката 1 се премества от линеен (пропорционален) електромагнит 3 с конусна котва и възвратна пружина 4. Управляващият електронен блок изменя тока в намотката на електромагнита, за да последва подходящото положение на рейката. В горивонагнетателната помпа са вградени преобразуватели за положението (преместването)



Фиг. 3.48. Многосекционна горивонагнетателна помпа Bosch с електрохидравлически изпълнителен механизъм за преместване на рейката

1- рейка; 2- възвратна пружина; 3- електромагнитен хидравлически разпределител; 4- бутало на хидравлическия силов цилиндър; 5- камера на хидравлическия силов цилиндър; 6- цилиндър; 7- преобразувател на честотата на въртене и положението на гърбичния вал; А- вход за гориво от горивоподаващата помпа в силовия цилиндър; Б- изход на горивото от силовия цилиндър към резервоара



Фиг. 3.49. Многосекционна горивонагнетателна помпа Bosch- регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването:

1- цилиндър на помпения елемент; 2- регулираща втулка; 3- рейка; 4- бутало на помпения елемент; 5- камера в цилиндъра на помпения елемент; 6- шифт; 7- регулиращ вал

ление се управлява от пропорционален електромагнит чрез завъртане на регули-

на рейката 2 и на честотата на въртене и положението на гърбичния вал 5. За аварийно пълно изключване на подаването на гориво се използва релеен електромагнит.

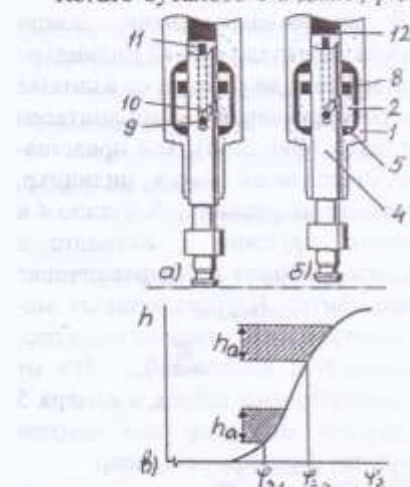
В горивонагнетателни помпи Bosch за двигатели с 6÷12 цилиндъра за задвижване на рейката се използва електрохидравлически изпълнителен механизъм (фиг. 3.48). Той представлява хидравлически силов цилиндър, състоящ се от цилиндър 6, бутало 4 и възвратна пружина 2. Буталото е свързано с рейката 1. Хидравлическият разпределител 3, управляван от малък електромагнит, насочва горивото, подавано под налягане 0,3 МРа от горивоподаващата помпа, в камера 5 на силовия цилиндър или свързва камерата с горивния резервоар.

В многосекционните горивонагнетателни помпи гъвкавото управление на ъгъла на изпреварване на впръскването е затруднено. Фирмата Caterpillar решава този проблем, като между задвижващия вал и гърбичния вал на горивонагнетателната помпа поставя управляван хидравлически съединител с винтови шлицове- краищата на двата вала имат противоположни винтови шлицове, свързват се с регулираща шлицова втулка. При осово изместване на регулиращата втулка се променя взаимното разположение на валовете и съответно фазирането на работния цикъл на помпата спрямо работния цикъл на двигателя.

Фирма Bosch (и други фирми) реализират регулирането на ъгъла на изпреварване на впръскването със самия помпен елемент (фиг. 3.49). Цилиндърът 1 на помпения елемент няма всмукателен и преливен отвор. В него е изработена широка камера 5, в която върху буталото с малка хлабинка е разположена регулиращата втулка 2, чието положение в осово направ-

рация вал 7. Буталото има осов 11 и радиален 9 канал и винтова регулираща канавка 10 (фиг. 3.50). В регулиращата втулка е пробит радиален отвор 8. Чрез рейката буталото се завърта и различни участъци от винтовата канавка застават срещу радиалния отвор в регулиращата втулка.

Когато буталото е в д.м.т., радиалният му канал е извън регулиращата втулка.



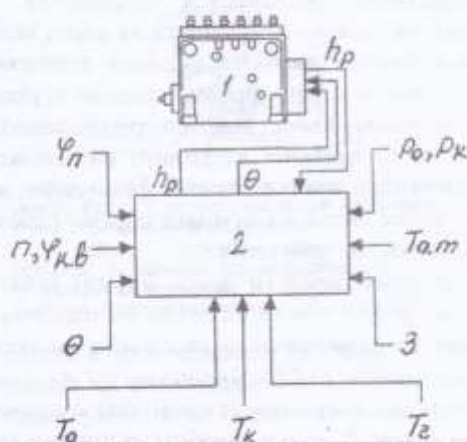
Фиг. 3.50. Действие на регулиращата втулка на помпния елемент:

a- начало на нагнетяването на гориво; *б*- край на нагнетяването на гориво; *в*- повдигане на буталото *h* в зависимост от ъгъла на завъртане на гърбицата φ ; 1-5- като на фиг. 3.49; 8- радиален отвор в регулиращата втулка; 9 и 11- радиален и осов канал в буталото на помпния елемент; 10- винтова регулираща канавка на буталото; 12- нагнетателна камера на помпния елемент.

Камерата 5 на цилиндъра е запълнена с гориво под налягане от горивоподаващата помпа. През радиалния и осовия канал на буталото нагнетателната камера 11 на помпния елемент се запълва с гориво. Нагнетяването на гориво започва, когато, при движение на буталото нагоре, регулиращата втулка затвори радиалния канал на буталото (фиг. 3.50 *a*). Активният ход на буталото завършва, когато винтовата канавка достигне радиалния отвор в регулиращата втулка (фиг. 3.50 *б*). Цикловото количество гориво се изменя чрез завъртане на буталото с преместване на рейката, а началото на нагнетяването (началото на впръскването)- чрез преместване на регулиращата втулка със завъртане на регулиращия вал. При диаметър на буталото 12 mm и ход 14÷18 mm, ходът на регулиращата втулка е 5,5 mm, с който се осигурява

изменение на ъгъла на изпреварване на впръскването 6° по гърбицния вал (12° по колянвия вал) (фиг. 3.50 *б*).

На фиг. 3.51 е показана блокова схема на електронен регулатор Bosch и неговите основни преобразуватели: на положението на педала на акселератора φ_n ; на честотата на въртене и положението на колянвия вал p и $\varphi_{к.в.}$, на началото на впръскването на гориво θ от дюзата на първия цилиндър на двигателя, на температурата на околния въздух T_a , на температурата на въздуха след компресора T_k (при свръхпълнение), на температурата T_c , на температурата на охлаждащата течност $T_{o.m.}$, на атмосферното налягане и налягането на свръхпълнение p_0 и p_k , на положение-

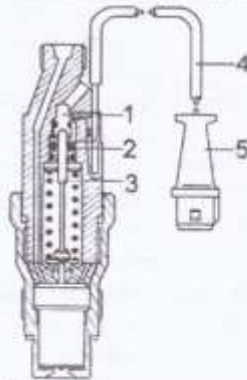


Фиг. 3.51. Блокова схема на електронен регулатор Bosch и неговите преобразуватели:

1- горивонагнетателна помпа; 2- управляващ електронен блок; 3- допълнителни преобразуватели (включване на съединителя, превключване на предавките, употреба на спирачките и др.)

то на рейката h_p . Допълнителни преобразуватели (позиция 3) могат да бъдат: превключватели, свързани с педала на съединителя, с лоста за превключване на предавките и с педала на спирачките; преобразувател за скоростта на автомобила и др.

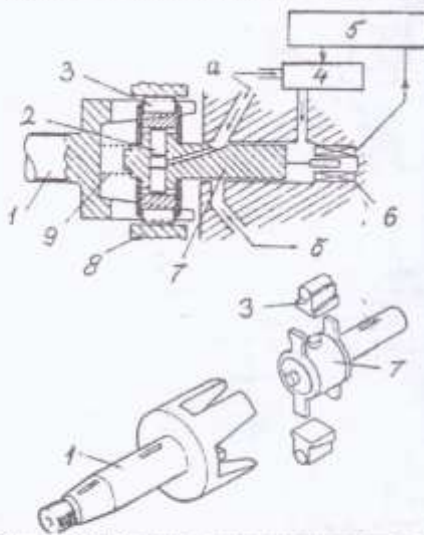
Двете основни функции на регулатора- регулиране на цикловото количество гориво и на ъгъла на изпреварване на впръскването, се осъществяват чрез управляващи сигнали към изпълнителните механизми за преместване на рейката h_p и на регулиращата втулка θ . Допълнителна функция е аварийното изключване на подаването на гориво чрез подаване на управляващ електрически сигнал към реле-ен електромагнит, вграден в горивонагнетателната помпа (на схемата не е показано). Възможно е и управление на клапана за рециркулация на отработилите газове.



Фиг. 3.52. Схема на дюза с индуктивен преобразувател на отварянето на иглата:

1- регулиращ винт; 2- намотка на преобразувателя; 3- прът-сърцевина на преобразувателя; 4- проводник; 5- щепсел

определяне на действителния ъгъл на изпреварване на впръскването-



Фиг. 3.53. Роторна горивонагнетателна помпа EPIC- схема, поясняваща дозирането на горивото:

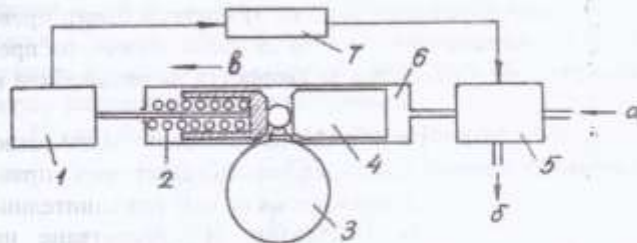
1- задвижващ вал; 2- бутало; 3- ролков повдигач; 4- електрохидравлически изпълнителен механизъм; 5- управляващ електронен блок; 6- индуктивен преобразувател на положението на ротора; 7- ротор; 8- гърбицна шайба; 9- възвратна пружина; а- от горивоподаващата помпа; б- към дюза

обратна връзка, необходима за управлението на съответния изпълнителен механизъм.

На фиг. 3.52 е показана схемата на дюза с индуктивен преобразувател на повдигането на иглата. Сигналят от преобразувателя служи за обратна връзка, необходима за управлението на съответния изпълнителен механизъм.

Разпределителни горивонагнетателни помпи. Електронното управление на разпределителните помпи се осъществява по-просто поради наличието на серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването.

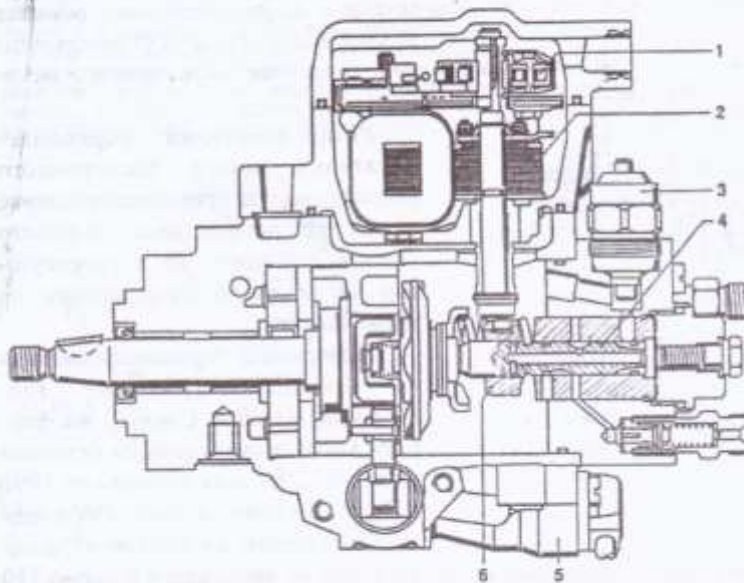
Роторната горивонагнетателна помпа EPIC (Electronic Programmed Injection Control) на фирмата Lucas е създадена на основата на помпа DPA и се прилага от 1991 г. Тя се използва за двигатели с честота на въртене до 4500 min^{-1} , а налягането на впръскване е около 110 МПа. За това високо налягане в ротора има четири бутала, поставени така, че единият чифт бутала започва нагнетателния ход по-рано от другия.



Фиг. 3.54. Роторна горивонагнетателна помпа EPIC- схема, поясняваща регулирането на ъгъл на изпреварване на впрыскването:

1- преобразувател на положението на гърбичната шайба; 2- възвратна пружина; 3- гърбична шайба; 4- бутало на серворегулатора; 5- електрохидравличен изпълнителен механизъм; 6- камера в цилиндъра на серворегулатора; 7- управляващ електронен блок; а- от горивоподаващата помпа; б- към резервоара; в- увеличаване на ъгъла на изпреварване на впрыскването

лен механизъм 4 и възвратна пружина 9, регулира запълването на пространството между буталата 2 с гориво чрез изменение на хода на буталата от ролковите повдигачи 3, чието движение навън се ограничава от наклонените повърхности на палците на задвижващия вал 1. За намаляване на цикловото количество гориво електрохидравличен изпълнителен механизъм свързва камерата, разположена отдясно на ротора, с пространството в тялото на горивонагнетателната помпа, за-



Фиг. 3.55. Осово-бутална разпределителна горивонагнетателна помпа Bosch тип VE с електронен регулатор

1- преобразувател на преместването на дозатора; 2- пропорционален електромагнит със завъртаща се сърцевина; 3- електромагнитен клапан за изключване на подаването на гориво; 4- бутало; 5- изпълнителен механизъм за регулиране на ъгъла на изпреварване на впрыскването; 6- дозатор

Горивоподаващата помпа е разположена върху задвижващия вал на мястото, заемано от механичния регулатор в помпата DPA. Това освобождава място от другия край на ротора, където е разположен индуктивен преобразувател за положението на ротора б (фиг. 3.53). Осовото преместване на ротора 7, което се осъществява от електрохидравличен изпълнител-

лен механизъм 4 и възвратна пружина 9, регулира запълването на пространството между буталата 2 с гориво чрез изменение на хода на буталата от ролковите повдигачи 3, чието движение навън се ограничава от наклонените повърхности на палците на задвижващия вал 1. За намаляване на цикловото количество гориво електрохидравличен изпълнителен механизъм свързва камерата, разположена отдясно на ротора, с пространството в тялото на горивонагнетателната помпа, за-

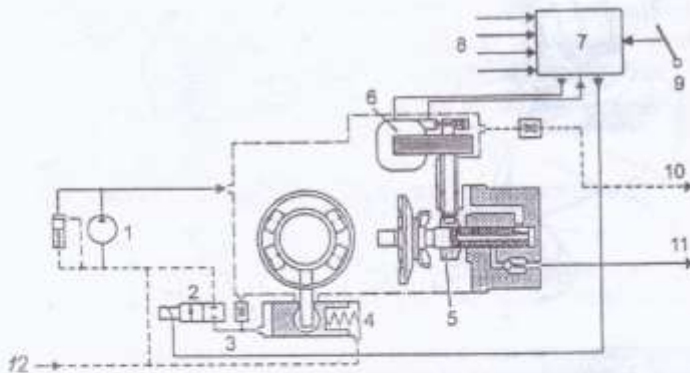
итласква буталото наляво, като свива възвратната пружина 9. За увеличаване на цикловото количество гориво изпълнителният механизъм свързва камерата с канал, отвеждащ горивото обратно в резервоара, при което възвратната пружина премества ротора надясно. При даден работен режим управляващият електронен блок определя необходимото положение на ротора за пода-

ване на изискващото се циклово количество гориво и го сравнява с действителното положение на ротора по сигнала от индуктивния преобразувател 6. Ако има разлика в двете стойности, управляващият блок формира управляващ сигнал към електрохидравличния изпълнителен механизъм, който променя осовото положение на ротора за ликвидиране на тази разлика.

Серворегулаторът на ъгъла на изпреварване на впръскването се управлява чрез електрохидравличен изпълнителен механизъм 5 (фиг. 3.54). За увеличаване на ъгъла на изпреварване на впръскването той свързва камерата б с канала за подаване на гориво от горивоподаващата помпа- горивото премества буталото 4, като свива възвратната пружина 2, при което гърбичната шайба 3 се завърта на изискващия се ъгъл. За намаляване на ъгъла изпълнителният механизъм свързва камерата б с канала б, отвеждащ горивото обратно в резервоара, възвратната пружина завърта гърбичната шайба обратно. Обратната връзка при регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването се осъществява чрез преобразувателя 1 на положението на гърбичната шайба или чрез преобразувателя на повдигането на иглата на дюзата на първия цилиндър (при някои приложения).

Осово-бутална разпределителна горивонагнетателна помпа Bosch тип VE с електронен регулатор се произвежда от 1984 г. Активният ход на буталото 4 (фиг. 3.55) се регулира с дозатора б, но той се премества от ексцентрика на вала на пропорционалния електромагнит 2 със завъртаща се до 60° сърцевина. Положението на дозатора се контролира от преобразувателя 1. Електромагнитният клапан 3 за изключване на подаването на гориво се затваря от управляващия електронен блок.

Ъгълът на изпреварване на впръскването се регулира от изпълнителния механизъм 5, който включва серворегулатора 4 (фиг. 3.56), бързодействащия електромагнитен клапан 2 и жигльора 3. Клапанът непрекъснато се отваря-затваря с определена честота. През жигльора в цилиндъра на серворегулатора се подава гориво под налягане от горивоподаващата помпа 1, а през електромагнитния клапан от цилиндъра изтича гориво във всмукателния канал на горивоподаващата помпа.



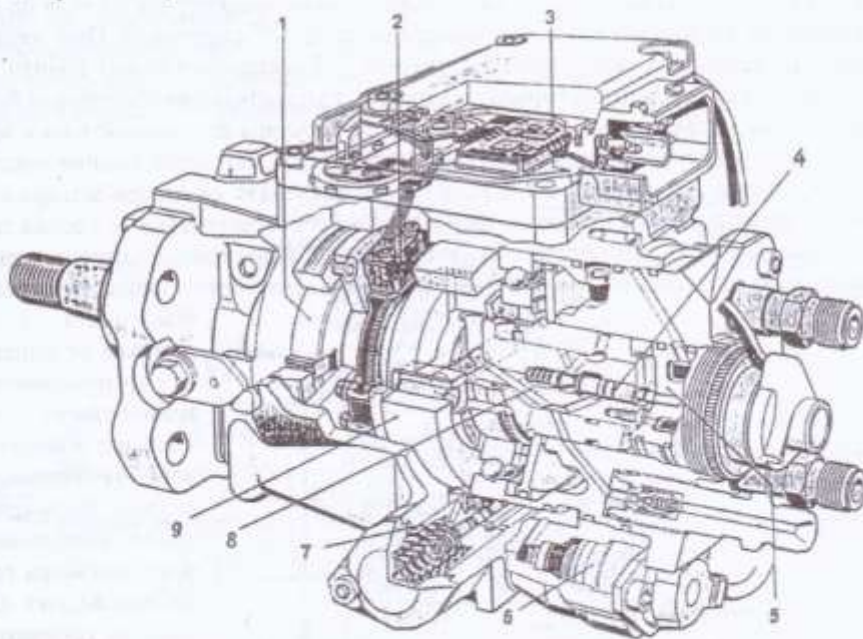
Фиг. 3.56. Схема на осово-бутална разпределителна горивонагнетателна помпа Bosch тип VE с електронен регулатор:

1- горивоподаваща помпа; 2- бързодействащ електромагнитен клапан; 3- жигльор; 4- серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването; 5- дозатор; 6- пропорционален електромагнит със завъртаща се сърцевина; 7- управляващ електронен блок; 8- преобразувател; 9- преобразувател на положението на педала; 10- към резервоара; 11- към дюзата; 12- от захранващата помпа.

Налигането в цилиндъра се определя от съотношението на количеството постъпващо и количеството на изтичащото гориво. Количеството на постъпващото през жигльора гориво при дадено налягане на горивото от горивоподаващата помпа се определя от налягането в цилиндъра на серворегулатора. Количеството на изтичащото гориво се определя

от налягането и ефективното сечение на електромагнитния клапан, което зависи от относителното време, през което клапанът е отворен (т. нар. широчинно-импулсно регулиране на сечението). Така в крайна сметка налягането в цилиндъра се определя от продължителността на управляващите токови импулси, подавани от управляващия електронен блок 7 в намотката на електромагнитния клапан 2. При дадено ефективно сечение на клапана се установява равновесно състояние-колкото гориво постъпва в цилиндъра през жигльора, толкова изтича през клапана- при определено налягане в цилиндъра. От налягането в цилиндъра зависи положението на буталото на серворегулатора, при което силата на налягането се уравнисява от силата на пружината. Положението на буталото определя положението на носача на ролките, от което зависи ъгълът на изпреварване на впръскването. При даден работен режим на двигателя управляващият електронен блок определя необходимия ъгъл на изпреварване на впръскването и съответстващата продължителност на управляващите токови импулси към намотката на електромагнитния клапан. Обратната връзка за действителния ъгъл на изпреварване на впръскването се осигурява от преобразувателя на повдигането на иглата в дюзата на първия цилиндър.

Роторната горивонагнетателна помпа тип VP-44 е най-съвременният вари-



Фиг. 3.57. Роторна горивонагнетателна помпа тип VP-44 с електронен регулатор:

1- горивоподаваща помпа; 2-преобразувател на честотата на въртене и положението на вала на помпата; 3- управляващ електронен блок; 4- регулиращ шибър; 5- електромагнит, управляващ подаването на гориво; 6- бързодействащ електромагнитен клапан; 7- серворегулатор на ъгъла на изпреварване на впръскването; 8- ротор; 9- гърбична шайба

ант на разпределителните помпи Bosch. Създадена е за 4-6 цилиндрови двигатели с ходов обем на цилиндъра до 550 cm^3 и максимална честота на въртене при пълно натоварване 4500 min^{-1} . Налягането на впръскване при номиналната честота на

въртене и пълно натоварване достига 185 МРа. Управляващият електронен блок и основните преобразуватели са вградени в помпата.

Ротационната лопаткова горивоподаваща помпа 1 (фиг. 3.57) е разположена върху задвижващия вал. Върху задвижващия вал е разположен и назъбения диск (120 зъба, 4 от тях пропуснати за четирицилиндров двигател) на индуктивния преобразувател 2 на честотата на въртене и положението на вала.

Съосно със задвижващия вал са разположени помпената секция, изпълнена заедно с ротора 8, и електромагнитът 5 за регулиране на цикловото количество гориво с шибъра 4. Помпената секция има четири радиално разположени бутала (три бутала при 6-цилиндров двигател) с диаметър $6,5 \div 7$ mm. Гърбичната шайба 9 има гърбици, на които профилът не е симетричен- по-стръмен за нагнетателния ход на буталата.

Налигането на горивото, подавано от горивоподаващата помпа, се поддържа постоянно от регулиращ клапан. Регулиращият шибър 4, управляван от електромагнита 5, определя геометричното начало и геометричния край на подаването на гориво към съответната дюза по време на нагнетателния ход на буталата. Когато шибърът е отворен, съответният нагнетателен канал в ротора е свързан с канал за ниско налягане и гориво не се подава към дюзата. Гориво се подава при затворен шибър. Електромагнитът 5 има достатъчно бързодействие, за да се осъществи двуфазно впръскване на горивото, като първоначалната доза гориво може да се намали до 2 mm^3 . Така цикловото количество гориво зависи от времето, през което шибърът е затворен, и от скоростта на движение на буталата в този период. В зависимост от работния режим на двигателя управляващият електронен блок 3 подава на електромагнитния клапан 5 съответстващи електрически импулси.

Ъгълът на изпреварване на впръскването би могъл да се регулира чрез момента на затваряне на шибъра, но тази възможност не се използва. Фазата на впръскването се избира по профила на гърбицата така, че буталата да се движат с нарастваща скорост. Ако шибърът се използва за регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването, това условие не може да се спазва. Затова за регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването се използва изпълнителен механизъм, чрез който гърбичната шайба се завърта до 20° . Устройството и действието на този изпълнителен механизъм е както на механизма на осово-буталната разпределителна помпа.

3.4. Горивни уредби с електронно управление

3.4.1. Помпа-дюзи

Общи сведения. През последните години интересът към помпа-дюзите се повиши, поради това, че те отговарят на две важни тенденции в усъвършенстването на горивните уредби на дизеловите двигатели:

- интензифициране на впръскването (впръскване на горивото за по-кратко време, съответно по-малък ъгъл на завъртане на колянвия вал);
- въвеждане на електронно управление на процеса на впръскване (включително осъществяване на двуфазно и повече- фазно впръскване).

Помпа-дюзата обединява:

- горивонагнетателна помпа (помпен елемент);
- дюза;

- бързодействащ електромагнитен клапан за управление на впръскването на гориво (циклово количество, ъгъла на изпреварване на впръскването).

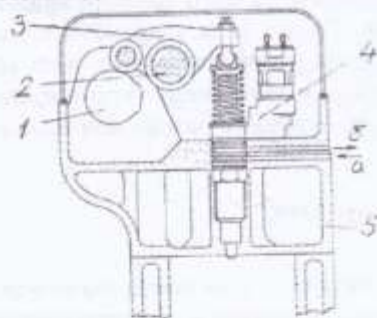
Основното ѝ предимство е, че липсват дългите тръбопроводи за високо налягане, съответно минимален е обемът на горивото между помпения елемент и дюзата (разпръсквача). Поради това при впръскване много малък обем гориво се сви-ва (сгъстява) и вълновите явления, свързани със свиването на горивото, практически липсват. Следователно могат да се достигнат много високо налягания на впръскване, впръскването може да се извърши за кратко време и рязко да завърши, като се изключва възможността за самопроизволно допълнително впръскване. Високото налягане на впръскването позволява горивото добре да се разпръсква и смесва с въздуха и при намалена интензивност на завихрянето на въздуха в горивната камера, с което се подобрява коефициентът на пълнене и се намаляват топлинните загуби в охлаждащата среда.

Един тип помпа-дюза може да се прилага към широка гама двигатели с различен брой цилиндри и номинална мощност. Опростено е техническото обслужване-замяната на неизправна помпа-дюза не влече след себе си пререгулиране на останалите. Тъй като каналите за високо налягане са къси и с еднаква дължина, пробити в тялото на помпата-дюза, цикловото количество гориво и ъгълът на изпреварване на впръскването са еднакви и устойчиви в отделните цилиндри и от цикъл към цикъл. Рискът от изтичането на гориво през неплътностите е практически нула.

Електронното управление на помпа-дюзите увеличава предимствата им:

- конструкцията на буталото и цилиндъра на помпения елемент се опростяват-буталото е гладко, горивото не се дозира чрез завъртането му в цилиндъра;
- предлага възможност за двуфазно впръскване на горивото и за регулиране на ъгъла на изпреварване на впръскването.

Помпа-дюзите могат да се задвижват от гърбичния (разпределителния) вал на клапаните, разположен над цилиндровата глава, съответно уякчен, или от гърбичен вал, разположен в страни в горната част на цилиндровия блок, за да бъдат повдигателните прътове по-къси, съответно задвижващия механизъм по-корав (по-недеформируем).

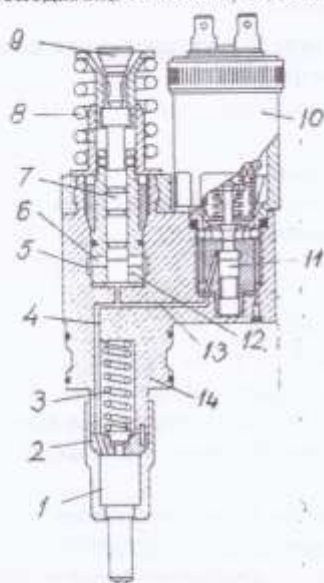


Фиг. 3.58. Схема на разположението на помпа-дюза в цилиндровата глава при четири клапана на цилиндър:

1- гърбица; 2- ос на кобилиците; 3- кобилица; 4- помпа-дюза; 5- цилиндрова глава; а- канал за горивото, подавано от горивоподаващата помпа; б- изходен канал за горивото към резервоара

Помпа-дюзата е най-подходяща при четири клапана на цилиндър, тъй като геометричната ос на дюзата може да съвпада с геометричната ос на цилиндъра и струите гориво по-равномерно да се разпределят в горивната камера (фиг. 3.58). Помпа-дюзата 4 се задвижва от гърбица 1 чрез кобилица 3. Поради голямото натоварване контактът на кобилицата с гърбицата е чрез ролка. В цилиндровата глава са пробити два типа канали- по единия а от горивоподаващата помпа до помпа-дюзата се подава гориво от

горивоподаващата помпа, задвижвана от колянвия вал на двигателя, а по другия



Фиг. 3.59. Помпа-дюза Lucas с електронно управление:

1- разпръсквач; 2- междинна плоча; 3- пружина; 4 и 13- канали; 5- камера за гориво от горивоподаващата помпа; 6- всмукателен отвор; 7- бутало на помпения елемент; 8- възвратна пружина; 9- глава на повдигача; 10- коленовиден електромагнит; 11- пропускателен клапан; 12- цилиндър на помпения елемент; 14- тяло на помпа-дюзата

пръсквача и пропускателния клапан. Като се изключи само времето, когато гърбицата изтласква буталото надолу, то е изтеглено в горно положение от пружината 8. Горивото, подавано от горивоподаващата помпа, от камерата 5 през всмукателния отвор 6 постъпва в цилиндъра, откъдето по канала 13 и през пропускателния клапан 11 изтича в канала в цилиндровата глава, свързан с резервоара. Това спомага към началото на нагнетателния ход на буталото цилиндърът да бъде запълнен с гориво, изчистено от въздух, който може да е влязъл в каналите.

Когато под действието на въртящата се гърбица буталото започне да се движи надолу (нагнетателен ход), в определен момент то затваря всмукателния отвор в цилиндъра и при по-нататъшното си движение изтласква горивото от цилиндъра през пропускателния клапан, докато електромагнитът се възбуди и го затвори. От този момент налягането в цилиндъра рязко нараства, по канала 4 се подава в камерата на разпръсквача и иглата се повдига- впръскването на горивото започва. Впръскването на горивото продължава до момента, в който управляващия електрически импулс в намотката на електромагнита се прекъсне- пружината отваря пропускателния клапан, налягането спада, иглата на разпръсквача се затваря. Така началото на впръскването (ъгълът на изпреварване на впръскването) се определя от момента на подаване на управляващия електрически импулс в намотката на

6- горивото изтича към резервоара.

Помпа-дюза Lucas. Предназначена е за малотоксични дизелови двигатели с плитка и широка камера в буталото за леки автомобили, автобуси и товарни автомобили. Създаден е типоразмерен ред помпа-дюзи, които осигуряват максимално циклово количество гориво от 50 до 300 $\text{mm}^3/\text{цикъл}$ и максимално налягане на впръскване 200 МРа. Тези дюзи се задвижват от разпределителния вал, разположен над цилиндровата глава или от гърбичен вал в цилиндровия блок.

В тялото 14 на помпа-дюзата (фиг. 3.59) са разположени разпръсквачът 1 с пружината 3, помпеният елемент, съставен от цилиндъра 12 и буталото 7, пропускателният клапан 11, управляван от коленовиден електромагнит 10.

По канал в цилиндровата глава горивото, подавано от горивоподаващата помпа, достига до околновръстната канавка на тялото и през канал в тялото- до камерата 5 около цилиндъра на помпения елемент. Каналите за високо налягане 4 и 13 свързват цилиндъра на помпения елемент с раз-

електромагнита, а цикловото количество- от продължителността на управляващия импулс.

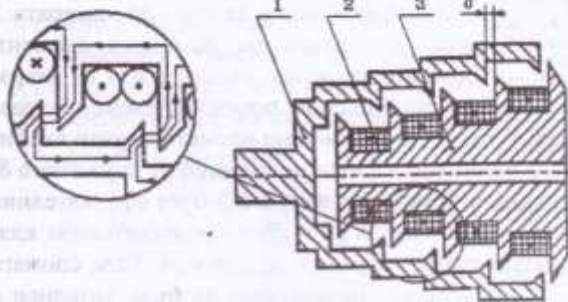
Управляващите електрически импулси се формират в управляващия електронен блок въз основа на сигналите на преобразувателите на:

- положението на педала на акселератора- изискванията на водача за въртящ момент или поддържана честота на въртене;
- честотата на въртене и положението на коляновия вал;
- положението на гърбичния вал- за синхронизация на подаването на управляващите електрически импулси с работния ред на цилиндрите;
- налягането на свръхпълнене;
- температурата на охлаждащата течност;
- други преобразуватели според конкретното приложение.

Електронното управление осъществява гъвкавост в регулирането на ъгъла на изпреварване на впръскването и на подаването на гориво, включително двуфазно впръскване, както и в стратегията на регулиране на честотата на въртене- като двурежимен или всережимен регулатор в зависимост от работните условия на автомобила.

Електромагнитите се използват широко в системите за управление на двигателите с вътрешно горене. Те представляват обикновен соленоид, който се състои от неподвижен магнитопровод и подвижна котва, изработени от феромагнетик, и намотка. *Соленоидите*, използвани в горивните уредби, осигуряват бързодействие 0,1 ms при ход на котвата 0,5 mm и електромагнитна сила до 100 N.

В помпи-дозы с електронно управление се използват *коленичен тип електромагнити*. В такъв електромагнит полюсите на сърцевината 3 и котвата 1 са оформени като пръстени (фиг. 3.60), перпендикулярни на посоката на движение на котвата, а между полюсите на сърцевината са разположени секциите на намотката 2, оформени като обикновени бобини. В навивките на съседните секции на намотката посоката на тока е различна. Затова магнитните

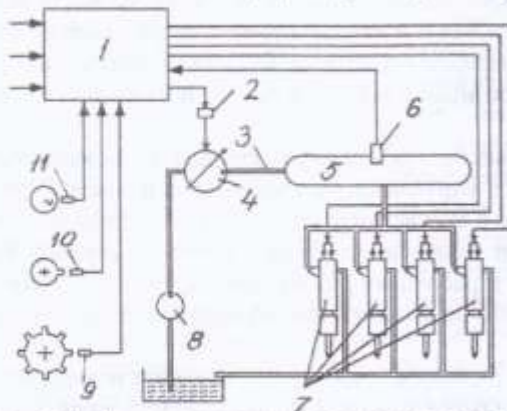


Фиг. 3.60. Схема на коленичен тип електромагнит:
1- подвижна котва; 2- намотка; 3- сърцевина; δ - работна въздушна междина

потоци, създавани от съседни секции, се сумират в пръстеновидните полюси. Сърцевината и котвата имат конусна форма, поради което котвата свободно се надява върху сърцевината с намотката. Магнитната верига се затваря през въздушната междина δ между пръстеновидните полюси на сърцевината и котвата, през относително голяма площ. Електромагнитната сила е пропорционална на магнитния поток през работната въздушна междина. Големината на магнитния поток зависи от магнитното съпротивление на въздушната междина, което е **правопропорционално** на δ и **обратно пропорционално** на площта.

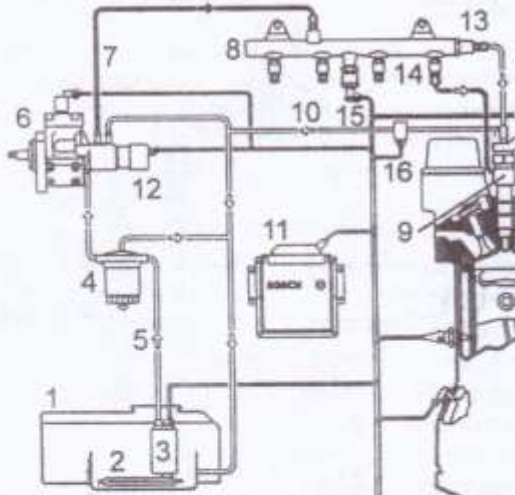
3.4.2. Акумулаторни горивни уредби

Общи сведения. Акумулаторни горивни уредби се разработват в Русия от



Фиг. 3.61. Схема на акумулаторна горивна уредба с електронно управление:

1- управляващ електронен блок; 2- изпълнителен механизъм на регулатора на налягането; 3- тръбопровод за високо налягане; 4- горивонагнетателна помпа; 5- акумулатор; 6- преобразувател на налягането; 7- електрохидравлични дюзи; 8- горивоподаваща помпа; 9- преобразувател на честотата на въртене и положението на коляновия вал; 10- преобразувател на положението на разпределителния вал; 11- преобразувател на положението на педала на акселератора



Фиг. 3.62. Акумулаторна горивна уредба с електронно управление Bosch:

1- резервоар за гориво; 2- предварителен филтър; 3- електрическа горивоподаваща помпа; 4- филтър за фино пречистване на горивото; 5- тръбопровода за ниско налягане; 6- горивонагнетателна помпа; 7- тръбопровода за високо налягане; 8- акумулатор; 9- електрохидравлична дюза; 10- отливни тръбопровода (тръбопровода за връщане на горивото в резервоара); 11- управляващия електронен блок; 12- изпълнителен електромагнитен клапан на регулатора на налягането в акумулатора; 13- предпазен клапан (ограничаващ налягането в акумулатора); 14- ограничител за подаването на гориво в дюзите; 15- преобразувател на налягането в акумулатора; 16- преобразувател на температурата на горивото, връщащо се в резервоара

1967 г. Изследователският център на Fiat в Торино, Италия, в периода 1990÷1994 г. разработва такава уредба в сътрудничество с дъщерните фирми Magneti Marelli и Flasis. По комерчески съображения фирмата не се решава сама да започне производството на уредбата, тъй като счита, че външен независим доставчик може да има по-широка клиентела, следователно по-големи производствени обеми и по-ниска производствена цена. Финалното разработване тя предоставя на Bosch. Така в резултат на сътрудничеството на Fiat и Bosch от 1998 г. започна промишленото производство на акумулаторни горивни уредби с електронно управление, които получиха английското наименование Common Rail ("обща магистрала", т.е. общ акумулатор за всички дюзи). Освен Bosch такива уредби произвеждат и други фирми, например Lucas, сега подразделение на американската фирма Delphi, и Siemens.

Схема на акумулаторна горивна уредба с електронно управление е показана на фиг. 3.61. Горивоподаващата помпа 8 подава гориво в горивонагнетателната помпа 4, която по тръбопровод за високо налягане 3 го нагнетява в акумулатора 5, където регулаторът на налягането, управляван чрез изпълнителния ме-

ханизъм 2, поддържа високо налягане (до 180 МПа). Чрез тръбопроводи акумулаторът е свързан с електрохидравличните дюзи 7.

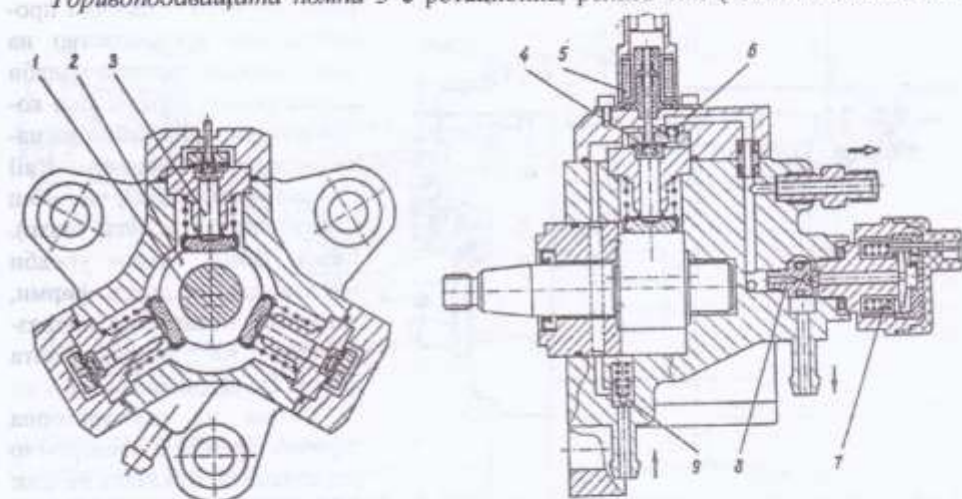
Основната входна информация в управляващия електронен блок 1 постъпва от преобразувателите на положението на педала на акселератора 11, на честотата на въртене и положението на колянния вал 9 и на положението на разпределителния вал 10. Според конкретното приложение в управляващия блок се подава информация и за други параметри, характеризиращи работния режим и работните условия на двигателя.

Ъгълът на изпреварване на впръскването и продължителността на впръскването (цикловото количество гориво) се управляват чрез изменение на фазата (разположението спрямо работния процес в съответните цилиндри) и продължителността на управляващите електрически импулси от управляващия електронен блок. Фазата на управляващите импулси и работният ред на цилиндрите се установяват чрез сигналите на преобразувателите на положението на колянния вал и разпределителния вал.

Най-сложен и скъп елемент в уредбата е горивонагнетателната помпа, регулаторът на налягането, по сигнали от преобразувателя на налягането 6, непрекъснато регулира налягането в акумулатора, като изменя количеството на постъпващото в горивонагнетателната помпа гориво или като пропуска част от нагнетяваното гориво да се връща обратно в резервоара.

Акумулаторна горивна уредба Bosch. Общата електрохидравлична схема на горивната уредба е показана на фиг. 3.62.

Горивоподаващата помпа 3 е ротационна, ролков тип (както в бензиновите



Фиг. 3.63. горивонагнетателна помпа на акумулаторна горивна уредба Bosch:

1- ексцентриков вал; 2- втулка; 3- бутало; 4- всмукателен клапан; 5- електромагнит; 6- нагнетателен клапан; 7- изпълнителен електромагнитен клапан на регулатора на налягането; 8- седло на клапана на регулатора; 9- обратен клапан.

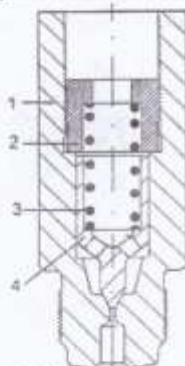
двигатели, виж. фиг. 2.40) или зъбна, с електрическо задвижване, често разположена в резервоара за гориво. Горивото се подава под налягане $0,5 \pm 0,8$ МПа. Това се налага, за да се запълват своевременно цилиндрите на горивонагнетателната помпа и да се осигури мазането на частите (с гориво). В помпата са вградени предпа-

зен и обратен клапан. Обратният клапан предотвратява изпразването на системата и осигурява бързата ѝ подготовка за пускане на двигателя.

Горивоподаващата помпа засмуква гориво през предварителен (за грубо пречистване) филтър 2 и го нагнетява до горивонагнетателната помпа 6 през филтър 4 за фино пречистване.

Горивонагнетателната помпа е радиално-бутална (звездообразна) (фиг. 3.63). Такова разположение на помпените елементи осигурява равномерно натоварване на задвижващия ексцентриков вал 1 при налягания на впръскване $120 \div 180$ МРа. Нагнетателният ход на буталото 3 се извършва от съответния ексцентрик на задвижващия вал чрез втулката 2 и повдигача, а всмукателният ход - от пружина. Честотата на въртене на задвижващия вал е $\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}$ от тази на колянвия вал. Всеки помпен елемент има всмукателен 4 и нагнетателен 6 клапан. На входа за горивото в помпата има обратен клапан 9, който предотвратява изпразването на помпата при неработещ двигател, за да не се затруднява последващото пускане на двигателя. Мазането и охлаждането на помпата е с гориво, което циркулира по тръбопроводите за ниско налягане 5 (фиг. 3.62). При частично натоварване на двигателя производителността на помпата се намалява, като единият от помпените елементи се изключва чрез блокиране на всмукателния клапан от електромагнит 5 (фиг. 3.63), а също така и чрез изпускане на част от нагнетяваното гориво от регулатора на налягането.

Налягането в акумулатора се поддържа оптимално за всеки работен режим от автоматичен регулатор. По информация от преобразувателя на налягането 15 (фиг. 3.62), управляващият електронен блок 11 поддържа зададеното налягане, като чрез изпълнителният електромагнитен клапан 7 на регулатора на налягането (фиг. 3.63) изпуска част от горивото, нагнетявано към акумулатора. Силата на електромагнитта държи клапана затворен, когато налягането е по-ниско от зададеното. При превишаване на зададеното налягане, клапанът се отваря,



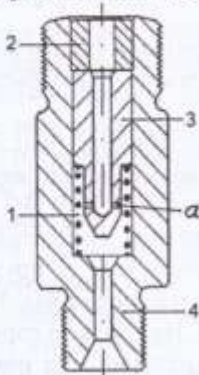
Фиг. 3.64. Предпазен клапан:
1 - тяло; 2 - регулираща втулка;
3 - пружина; 4 - клапан

като ефективното му сечение се регулира чрез широчинно-импулсна модулация - клапанът се отваря-затваря с определена честота, изменя се относителното време, през което клапанът е отворен. Пропусканото гориво се връща в резервоара.

Пропускането на гориво от нагнетателния канал на помпата обратно в резервоара е свързано със загуби на енергия, а освен това горивото в резервоара се нагрява. Може да се наложи горивото да се охлажда. Затова по-целесъобразно е налягането в акумулатора да се регулира чрез изпълнителни механизми, които изменят налягането в всмукателния канал на горивонагнетателната помпа чрез изменение на честотата на въртене на горивоподаващата помпа, ако тя е с електрическо задвижване.

Акумулаторът 9 (фиг. 3.62) е изработен като дебелостенна тръба с вътрешен диаметър 10 mm и външен диаметър 18 mm и дължина $280 \div 600$ mm, т.е. с обем $22 \div 47$ cm³. Обемът на акумулатора се избира да бъде достатъчен за изглаждане на колебанията (пулсациите) на налягането, предизвикани от горивонагнетателната помпа и дюзите.

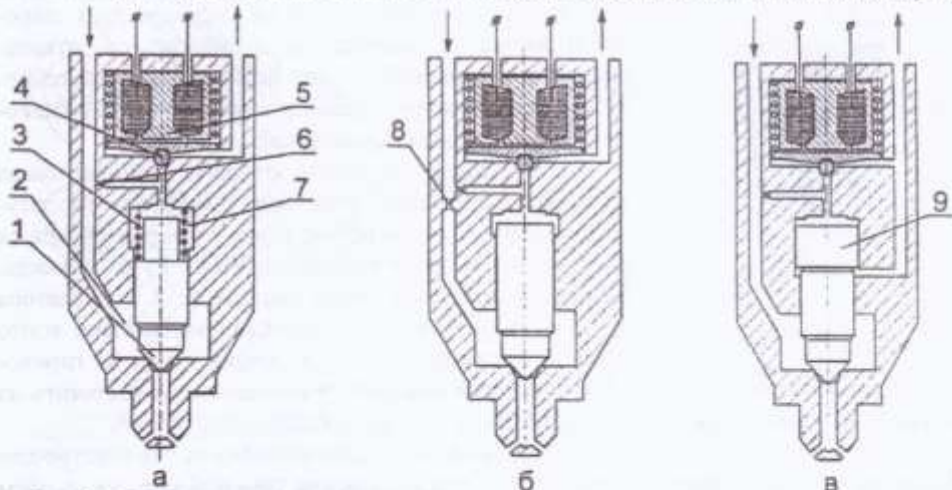
Предпазният клапан 13 (фиг. 3.62) изпуска гориво от акумулатора, ако налягането в него превиши допустимото. С долния си канал (фиг. 3.64) той е свързан с акумулатора, а с горния - с отливен тръбопровод. Налягането, при което клапанът 4 се отваря, зависи от натягането на пружината 3. То може да се променя с регулиращата втулка 2.



Фиг. 3.65. Аварийен ограничител на подаването на гориво:
1- пружина; 2- регулираща втулка; 3- клапан; 4- тяло; а- жигльори

Аварийният ограничител на подаването на гориво 14 (фиг. 3.62) предотвратява загубата на херметичност на акумулатора и изправването му през дюза, в която е заседнала (загубила подвижност) иглата или е заседнал (не се затваря) управляващият клапан. С горният си край аварийният ограничител на подаването (фиг. 3.65) е завит в тялото на акумулатора, и към долния му край е съединен тръбопроводът за високо налягане на дюза. Горивото от акумулатора към дюзата преминава през жигльорите а в клапана 3. Сечението на жигльорите, натягането на пружината 1 и диаметърът на клапана са подбрани според максималното циклово количество гориво- продължителност на подаването и разход през жигльорите. При преминаване на гориво през жигльорите възниква разлика в налягането от двете страни на клапана, която се уравновесява от силата на пружината при определено положение на клапана в тялото 4. Ако дюзата е постоянно отворена (заседнала игла на клапана) или е нарушена херметичността на нагнетателния тръбопровод, налягането под клапана се намалява, разликата между наляганията от двете страни на клапана рязко се увеличава и клапанът се затваря напълно. В изходно положение клапанът се връща след спиране на двигателя, когато налягането в акумулатора се намали.

Електрохидравличната дюза е нормално затворена дюза, на която камерата



Фиг. 3.66. Принципи схеми на електрохидравлични дюзи:
1- игла; 2- камера под иглата; 3- пружина; 4- сачмен клапан; 5- управляващ електромагнит; б- жигльор; 7- управляваща камера; 8- допълнителен жигльор; 9- бутало

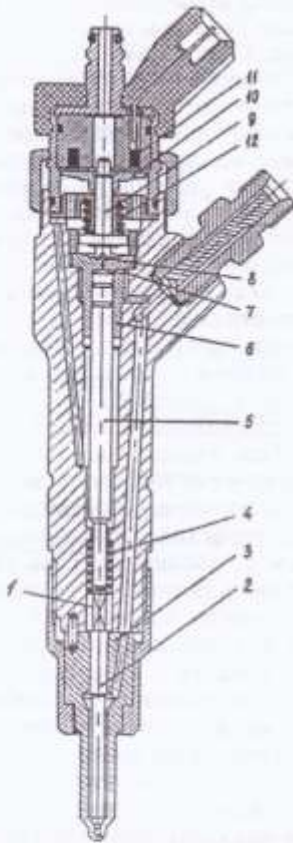
Под иглата чрез тръбопровода за високо налягане е съединена с акумулатора, а

бързодействащ електромагнитен клапан управлява налягането в камерата над иглата и съответно отварянето и затварянето на иглата. На фиг. 3.66 а е показана схема на електрохидравлична дюза, в която иглата е затворена под действието на силата на пружината 3 и разликата от силите, създавани от налягането в управляващата камера 7, свързана чрез жигльора 6 с канала за горивото от акумулатора, и в камерата под иглата, където действащата площ е по-малка. Управляващата камера се затваря от бързодействащ сачмен клапан 4, управляван от електромагнита 5. Когато в намотката на електромагнита се подаде управляващ електрически импулс, клапанът се отваря, налягането в управляващата камера рязко се намалява и иглата се отваря. Започва впръскването на гориво. Когато управляващият електрически импулс се прекъсне, клапанът се затваря, налягането в управляващата камера и иглата се затваря.

За управление на впръскването се използва част от горивото, постъпващо в дюзата от акумулатора. Това гориво се връща по тръбопровод в резервоара. Губи се само енергията, изразходвана за сгъстяване на горивото, чрез което се управлява впръскването.

На фиг. 3.66 б е показан вариант на електрохидравлична дюза без пружина на иглата и с допълнителен жигльор 8, свързващ камерата под иглата с канала за горивото. В изходно положение иглата е затворена от разликата в силите, създавани от налягането в управляващата камера и налягането в камерата под иглата- действащата площ в камерата под иглата е по-малка. Когато иглата се повдигне, действащата площ от двете страни на иглата се изравнява, но дроселирането на горивото при изтичането му през допълнителния жигльор понижава налягането в камерата под иглата. При затваряне на управляващия клапан налягането в управляващата камера става по-високо от налягането под иглата и иглата се затваря. Недостатък на този вариант е, че част от налягането на горивото се губи в допълнителния жигльор за управление на затварянето на иглата.

Във варианта, показан на фиг. 3.66 в, над иглата е разположено бутало (хидравличен мултипликатор) с по-голямо напречно сечение от това на иглата, увеличава се силата от налягането на горивото в управляващата камера след затваряне на управляващия клапан. Така се избягва необходимостта от допълнителен жигльор, а иглата се затваря по-бързо. Такова е принципното устройство и на електрохидравличната дюза Bosch (фиг. 3.67). В нея буталото 5 опира в кръстообразна направляваща част 1 на иглата 2 на разпръсквача. Всъщност бутало е само неговата горна част, която е разположена в цилиндъра 6. Управляващата камера над буталото е свързана с канала за горивото в дюзата чрез жигльора 7. Диаметърът на буталото е 6 mm при диаметър на иглата 4 mm.

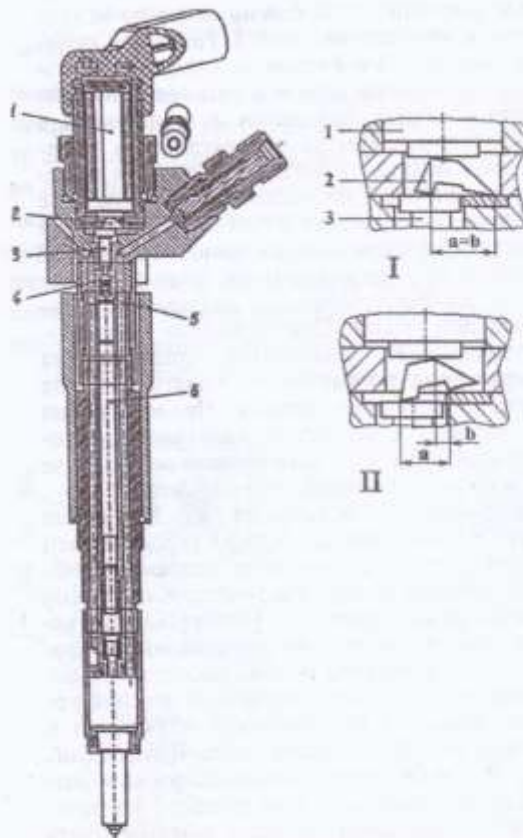


Фиг. 3.67. Електрохидравлична дюза Bosch

1- кръстообразна направляваща част на иглата; 2- игла; 3- тяло на разпръсквача; 4- пружина на иглата; 5- бутало; 6- цилиндър на мултипликатора; 7- жигльор; 8- управляващ сачмен клапан; 9- прът; 10- котва на електромагнита; 11- управляващ електромагнит; 12- пружина на клапана

При впръскването буталото 5 с горната си част частично затвара канала към управляващия сачмен клапан 8. Напълно да го затвори не може, тъй като през жигльора 7 налягането над него се увеличава и буталото се изтегля надолу. Установява се определено равновесно състояние, при което проходното сечение за изтичане на гориво през управляващия клапан към резервоара е намалено. По този начин се ограничава разходът на гориво за управление на впръскването.

Пиезоелектрохидравличната дюза Siemens (фиг. 3.68) се различава от разгледаната дюза Bosch практически само по това, че вместо електромагнитен изпълнителен механизъм на управляващия клапан е използван пиезоелектрически. Използването на пиезоелектрически изпълнителен механизъм увеличава бързодействието на клапана 4÷6 пъти. Създава се възможност за осъществяване на стабилно двуфазно (и многофазно) впръскване на горивото, при това началната (запалната) доза гориво може да бъде намалена до около 1% от номиналното циклово количество. Пиезоелектрическият изпълнителен механизъм позволява да се повиши точността на дозирането и да се подават еднакви циклови количества гориво по



Фиг. 3.68. Пиезоелектрохидравлична дюза Siemens: 1- пиезоелектрически изпълнителен механизъм; 2- лостов мултипликатор на преместването; 3- прът; 4- управляващ клапан; 5- жигльор; 6- бутало; 7- изходно положение на мултипликатора на преместването; 8- положение на мултипликатора на преместването по време на впръскването

цилиндрите дори при ниска честота на въртене. С него може да се организира надробено (многофазно) впръскване и по този начин да се оптимализира работният процес в цилиндрите на двигателя при различни работни режими, да се намали нивото на шума в двигателя, да се повиши устойчивостта на честотата на въртене на празен ход и съществено да се намалят емисиите на СН в отработилите газове.

Пиезоелектрическият изпълнителен механизъм 1 е събран в стълб от шайби с дебелина 0,5 mm. Шайбите са съединени в стълба паралелно. При подаване на управляващ електрически импулс в шайбите, те се деформират, дължината на пиезоелектрическият изпълнителен механизъм се увеличава. Това увеличаване на дължината му се използва за управление на клапана 4 чрез лостовия мултипликатор на преместването 2 и пръта 3. В началото на хода на изпълнителния механизъм чрез лостовия мултипликатор се предава максимална сила, противодействаща на високото налягане ($a/b \approx 1$ позиция I). В края на хода силата се намалява, ходът се увеличава a/b пъти ($a/b > 1$, позиция II). Така чрез мултипликатора на преместването при относително малък ход на пиезоелектрическият изпълнителен механизъм се осигурява нужното отваряне на управляващия клапан.