

КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ СУЧАСНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗВОРОТНЬО -ПОСТУПАЛЬНОЇ ДІЇ

В статті розглянуто енергетичні затрати на подолання сил інерції рухомих деталей поршневої групи та вплив зворотно - поступального руху поршня на значення ефективного коефіцієнта корисної дії двигунів внутрішнього згоряння , зокрема – дискретне значення ефективного крутного моменту на колінчастому валу двигуна .

Ключові слова : двигуни внутрішнього згоряння , коефіцієнт корисної дії , ефективний крутний момент , сили інерції , кінетична енергія .

Коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) не перевищує 46% [1]. Вирішення проблем сучасних двигунів внутрішнього згоряння , таких як : якість складу горючих сумішей , детонації , систем впорскування палива , обмеження теплової та механічної напруженості , регулювання ступеня стиснення , підвищення потужності , пуску при низьких температурах (дизелі), застосування різних палив , токсичності , шкідливих викидів та інше - не дозволяє перейти цей рубіж в 46% ККД . Підвищення ефективності ДВЗ згідно сучасним уявленням можливе за рахунок зниження енергетичних втрат , котрі мають розподіл : $Q = Q_e + Q_w + Q_g + Q_{н.с.} + Q_{ост}$, кВт, (1) де : Q - теплота , що виділяється при згорянні палива , кДж /с; Q_e - теплота , що відповідає ефективній роботі , кДж /с; Q_w - втрати теплоти на охолодження двигуна , кДж /с; Q_g - втрати теплоти з відпрацьованими газами , кДж /с; $Q_{н.с.}$ - втрати теплоти від неповноти згоряння палива , кДж /с; $Q_{ост}$ - останній член балансу , що дорівнює сумі всіх неврахованих втрат , кДж /с. В відсотках рівняння теплового балансу має вигляд :

$$100 \% = q_e + q_w + q_g + q_{н.с.} + q_{ост} \quad (2)$$

В таблиці 1 відображено розподіл енергії в чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння , який з невеликою розбіжністю відображають різні автори навчальних підручників . Таблиця 1. Розподіл енергії палива в чотирьохтактних двигунах внутрішнього згоряння Тип двигуна $q_e, \%$ $q_w, \%$ $q_g, \%$ $q_{н.с.}, \%$ $q_{ост}, \%$ Високого стиснення 32-40 20-25 20-25 0-5 5-10 Низького стиснення 20-25 20-30 25-30 0-10 5-10 3 наддувом 37-42 25-30 20-25 0-5 5-10

Підвищення ефективності чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння передбачає зменшення перерахованих енергетичних втрат . Але , ніяке удосконалення систем і механізмів двигунів внутрішнього згоряння чомусь не дозволяє перевищити рубіж їх ефективності понад 46%. В чому причина ? Чи вичерпані всі можливості удосконалення ДВЗ ? А може в рівняннях (1) та (2) не враховані ще якісь додаткові витрати енергії ? Дійсно , як було зазначено в [2], аналіз сучасної інформації з питань роботи двигунів внутрішнього згоряння показує , що ні в одному з опрацьованих літературних джерел автори не враховують витрати енергії на подолання сил інерції по згідно сучасним уявленням згідно сучасним уявленням кою при виводі рухомих деталей поршневої групи з мертвих точок поршнів та на їх гальмування , вже не кажучи про затрати енергії на маятникове коливання шатуна , привод механізму газорозподілу , стиснення повітря в дизельних двигунах або робочої суміші в бензинових двигунах та ефективності крутного моменту під час робочого ходу поршня [3]. Залежність витрат енергії палива на подолання сил інерції зворотно - поступального руху поршневої групи від частоти обертання

колінчатого вала в діапазоні $n = (0 \div 100) \cdot c^{-1} (0 \div 6000) \text{ хв}^{-1}$ для конструктивних параметрів двигуна : маса рухомих деталей поршневої групи (поршня , пальця , кілець , шатуна) $m = 1 \text{ кг}$; хід поршня $S = 100 \text{ мм}$; діаметр циліндра $d = 76 \text{ мм}$ – відображена на рис .1. $q_{in}, \%$

Рисунок 1. Залежність відсоткових $q_{in}, \%$ витрат енергії палива на подолання сил інерції зворотно - поступального руху поршневої групи від частоти обертання колінчатого вала. Витрати енергії палива на подолання сил інерції тільки зворотно - поступального руху поршневої групи залежать від сталих для даного двигуна параметрів (маси рухомих частин поршневої групи , ходу поршня , діаметра циліндра) та від частоти в другій ступені обертання його колінчатого вала . Необхідні витрати потужності на стиснення робочої суміші в бензинових двигунах та повітря в дизельних двигунах зі ступенем стиснення ϵ можуть бути підраховані за формулою : $E_{стис} = V_{рц} \cdot p_{ат} \cdot \epsilon \cdot n/2, \text{ Вт}$ і в більшості представляє теоретичний інтерес , ніж практичний , тому що частина цих витрат використовується під час робочого ходу поршня .

Аналіз формули відсоткових витрат енергії палива на подолання сил інерції зворотно - поступального руху поршневої групи : q

i

$= 0,514 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot S \cdot n^2 / d^2, \%$ та залежності цих витрат від частоти обертання колінчатого вала двигуна (рис . 1) пояснює наявність номінальної та гранично допустимої частоти обертання колінчатого вала для кожної марки двигуна і вказує на необхідність уточнення даних розподілу енергії палива , наведених в таблиці 1. Крім того , мала ефективність поршневих двигунів внутрішнього згорання пов'язана з перетворенням зворотно - поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала двигуна . Приблизний розрахунок крутного моменту поршневого двигуна внутрішнього згорання відбувається так . Робочі гази горіння повітряно – паливної суміші тиснуть на поршень , поршень передає тиск на шатун , а шатун свій рух вниз передає на кривошипний механізм . Коли поршень штовхає шатун із зусиллям F на плече L виникає крутний момент $M = F \cdot L \text{ [Н} \cdot \text{м]}$. Сила F , діюча на поршень , є добутком тиску робочих газів p на площу поршня $S = \pi d^2/4$, тобто $F = p \cdot \pi d^2/4$. Максимальний тиск $p_{макс}$ робочих газів , а відповідно і максимальна сила $F_{макс}$, відбувається коли поршень знаходиться у верхній мертвій точці . А мінімальний тиск $p_{мін}$, і відповідно мінімальна сила $F_{мін}$ – коли поршень знаходиться у нижній мертвій точці . В першому приближенні можна допустити лінійне зменшення сили F_i , діючої на поршень при його переміщенні з верхньої в нижню мертву точку . Але , сила F_i по правилу паралелограма розкладається на силу вздовж шатуна $F_{ш.i}$ і силу тиснення поршня на стінку циліндра . Сила $F_{ш.i}$, діюча вздовж шатуна , буде залежити від кута β нахилу шатуна до осі циліндра і дорівнює $F_{ш.i} = F_i \cdot \cos \beta$. При відхиленні кривошипа колінчастого вала під час робочого ходу на кут α від осі циліндра до моменту , коли кут між шатуном і кривошипом стане 90° , сила $F_{ш.i}$, діюча вздовж шатуна , може бути виражена наступним чином : $F_{ш.i} = F_i \cdot \cos \beta = F_i \cdot (1 - \sin^2 \beta)^{0,5} = F_i \cdot [1 - \sin^2(\alpha \cdot r/2l)]^{0,5}$, де r – радіус кривошипа , l – довжина шатуна . При цьому сила $F_{ш.i}$, діюча вздовж шатуна теж розкладається на крутну силу $F_{кр}$ і силу , що стискує кривошип . Крутна сила $F_{кр.i}$, що забезпечує крутний момент на валу двигуна буде дорівнювати : $F_{кр.i} = F_{ш.i} \cdot \cos(90^\circ - \alpha - \beta)$. Після проходження кута між кривошипом і шатуном значення 90° ,

величина крутної сили визначається з піввідношення : $F_{кр .i} = F_{ш.i} \cdot \cos(\alpha + \beta - 90^\circ)$. З урахуванням вище зазначеного , кінетика величини крутного моменту при згорянні робочої суміші під час робочого ходу поршня для двигуна ВАЗ 21083 зображена на рисунку 2 [3]. При цьому кінематика кривошипно –шатунного механізму (КШМ) чотирьохтактного поршневого двигуна внутрішнього згорання здійснюється наступним чином . При спалахуванні робочої суміші при максимальному тиску газів на поршень крутний момент на валу двигуна від роботи таких газів дорівнює нулю , так як поршень в цій фазі роботи КШМ -а знаходиться у верхній мертвій точці і плече важеля кривошипа дорівнює нулю . На цьому етапі роботи поршневого двигуна довгі осьові лінії плеча кривошипа і шатуна вистроїлися в одну пряму лінію , яка паралельна вектору сили газів , що розширюються . Тому вся сила цих газів в даний момент витрачається на деформацію конструктивних елементів поршневої і кривошипно -шатунної групи і корисна робота газів розширення в цю мить повністю відсутня .

Рисунок 2. Кінетика крутного моменту за робочий хід поршня

Подальше обертання колінчастого вала призводить до поступового збільшення плеча , яке сприймає крутний момент , тобто величина корисної сили газів , що розширюються , зростає . Величина наростання значення плеча кривошипа поступово збільшується до значення кутової відстані в 90° між кривошипом і шатуном . Саме у цій позиції можлива максимально ефективна робота КШМ -а, але час здобуття максимально можливого крутного зусилля вже загублений , бо у міру кутового руху вниз верхньої точки плеча кривошипа , вниз рухається і поршень і тиск робочих газів в камері згорання значно падає . Тобто сила газів розширення у момент найбільш високого ККД вже не так велика , як у верхній мертвій точці . Далі , вал двигуна з кривошипом продовжує обертання і проекція плеча кривошипа по відношенню до вектора сили газів , що розширюються , знову починає зменшуватися . При цьому у міру руху поршня вниз і подальшого збільшення об'єму розширення камери згорання , тиск газів в ній падає , а значить падає і зусилля тиску цих газів на поршень . Отже , на лінії розширення газів і кутовому шляху плеча кривошипа після досягнення між ним і шатуном положення в 90° , величина крутного моменту різко падає , оскільки до цього приводить складання двох процесів - падіння рушійного тиску робочих газів на поршень і різке зменшення плеча кривошипа , що сприймає силу цього тиску . У нижній мертвій точці подовжні осі шатуна і плеча кривошипа знову вишиковуються в одну лінію , і тиск робочих газів знову витрачає свою вже невелику силу лише на деформацію елементів двигуна , а рухомі деталі двигуна продовжують обертатися лише під дією інерції своїх мас . По суті справи КШМ видає силу крутного моменту на вал двигуна лише дробовими , послідовними пульсаціями -серією багаточисельних , але короткочасних поштовхів . В чотирьох циліндровому чотирьохтактному двигуні внутрішнього згорання під час робочого ходу в одному з циліндрів в інших циліндрах двигуна відбуваються стиснення робочої суміші , витиснення відпрацьованих газів та всмоктування горючої суміші . На ці процеси витрачається енергія палива , що забезпечує виникнення зворотнього крутного моменту на колінчастому валу двигуна і зменшує величину ефективного крутного моменту . Таким чином , кінетика результуючого крутного моменту на колінчастому валу чотирьох тактного чотирьох циліндрового двигуна внутрішнього згорання кожні наступні 180° буде мати наступний вид (рис .3) [3]:

Рисунок 3. Кінетика резельтуючого крутного моменту на колінчатому валу чотирьохтактного чотирьох циліндрового двигуна внутрішнього згорання

ЛІТЕРАТУРА : 1. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.В., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания : теория , моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов , М. В. Фарафонов , В. В. Клементьев ; ред . Б. А. Шароглазов . – Челябинск : изд -во ЮУрГУ , 2004. – 344 с. 2. Овдій В.М. Енергетичні витрати в чотирьохтактних двигунах внутрішнього згорання / Інновації у підготовці фахівців технологічної , професійної освіти та готельно -ресторанного бізнесу // Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково -практичної конференції . – Херсон : Айлант , 2012. – с. 59 – 60. 3. Овдій В.М. Ефективний крутний момент у чотирьохтактному двигуні внутрішнього згорання / Матеріали 5-ї Міжнародної науково -практичної конференції « Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування », 01-03 жовтня 2014 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія . – С. 173-174.