№ 7 (88) UNIVERSUM: ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ июль, 2021 г.

ТРАНСПОРТ

DOI - 10.32743/UniTech.2021.88.7.12123

ЧАСТНЫЙ СЛУЧАЙ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА ОТТО КАК ПРЕЛЮДИЯ «МЕХАНИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ДВИГАТЕЛЯ ОТТО»

Кодиров Нодир

независимый исследователь,
Узбекистан, Ташкентская область

A PARTICULAR CASE OF IDEAL OTTO CYCLE AS A PRELUDE “THE MECHANICAL THEORY OF OTTO ENGINE”

Nodir Kodirov

Independent research ,
Uzbekistan, Tashkent region

АННОТАЦИЯ

В настоящей статье раскрываются неизвестные ранее детали об идеальном цикле Отто и анонсируется «Механическая теория двигателя Отто».

ABSTRACT

This article reveals previously unknown details about ideal Otto cycle and announced “The mechanical theory of Otto engine”.

Ключевые слова: идеальный цикл Отто, поршневой двигатель, подвод теплоты при постоянном объёме, степень сжатия, термический КПД, «Механическая теория двигателя Отто».

Keywords: ideal Otto cycle, piston engine, heat input at a constant volume, compression ratio, thermal efficiency, “The mechanical theory of Otto engine”.

Известно, что основой традиционной теории поршневых двигателей с подводом теплоты при постоянном объёме является идеальный цикл Отто [2, с.236; 3, с. 61]. Однако развитие темы степеней сжатия, на которых текущее давление в цилиндре сравнивается со средним давлением в тактах расширение и сжатие [1, с.5] привело к неожиданному результату. В цитируемой статье приведены выводы уравнений, являющихся уравнениями для вычисления степеней сжатия, на которых текущее давление в цилиндре сравнивается со средним давлением в тактах расширение и сжатие соответственно:

$$\varepsilon ecp = \sqrt[k]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}} \text{ [1, c.7]} \qquad (1)$$

и

$$\varepsilon ccp = \varepsilon \cdot \sqrt[k]{\frac{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}} \text{ [1, c.9]} \qquad (2)$$

Выведем уравнения для вычисления углов поворота коленчатого вала (далее ПКВ), соответствующих этим степеням сжатия. Уравнение перемещения поршня [3, с.293]:

$$S = R \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{4} - cos\varphi - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi\right),$$

где S-ход поршня, R-радиус кривошипа, φ-угол поворота коленчатого вала (далее ПКВ), λ-отношение радиуса кривошипа к длине шатуна L, $\lambda = \frac{R}{L}$.

Степень сжатия, на которой текущее давление в такте расширение равно среднему давлению во всем такте, зависит от угла ПКВ:

$$\varepsilon e\text{cp} = \frac{S^e + hc}{hc},$$

$$\text{где } hc = \frac{S}{\varepsilon - 1},$$

где S^e-ход поршня на угле ПКВ, на котором текущее давление в цилиндре равно среднему давлению в такте, hc-высота камеры сгорания, S-ход поршня, ε- степень сжатия.

Библиографическое описание: Кодиров Н. Частный случай идеального цикла Отто как прелюдия «Механической теории двигателя Отто» // Universum: технические науки : электрон. научн. журн. 2021. 7(88). URL: *https://7universum.com/ru/tech/archive/item/12123*

Так как:

$$S^e = R \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp\right)$$

То:

$$\varepsilon ecp = \frac{R \cdot \left(1+\frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp\right) + hc}{hc} = 1 + \frac{R \cdot \left(1+\frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp\right)}{hc}$$

Если приравнять правые стороны уравнений выше и решить новое, можно найти угол ПКВ φеср, на котором текущее давление в цилиндре становится равным среднему давлению в такте:

$$1 + \frac{R \cdot \left(1+\frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp\right)}{hc} = \sqrt[k]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{R \cdot \left(1+\frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp\right)}{hc} = \sqrt[k]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}} - 1$$

Обозначим через m^1:

$$m^1 = \frac{hc}{R} \cdot \left(\sqrt[k]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}} - 1\right) = \frac{hc}{R} \cdot (\varepsilon ecp - 1)$$

и перепишем решаемое уравнение:

$$1 + \frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp - \frac{\lambda}{4} \cdot cos2\varphi ecp - m^1 = 0$$

Так как:

$$cos2\varphi ecp = 2cos^2\varphi ecp - 1$$

То:

$$1 + \frac{\lambda}{4} - cos\varphi ecp + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{2} \cdot cos^2\varphi ecp - m^1 = 0$$

После преобразований имеем:

$$\frac{-\lambda}{2} \cdot cos^2\varphi ecp - cos\varphi ecp + 1 + \frac{\lambda}{2} - m^1 = 0$$

Получилось квадратное уравнение. Обозначим:

$$x = cos\varphi ecp$$

Меняем знак всех членов на противоположный и получаем:

$$\frac{\lambda}{2} \cdot x^2 + x - \left(1 + \frac{\lambda}{2} - m^1\right) = 0$$

Теперь:

$$a = \frac{\lambda}{2}$$

И:

$$b = 1$$

А также:

$$c = -\left(1 + \frac{\lambda}{2} - m^1\right)$$

Решение уравнения:

$$\text{X1,2} = arccos\left(\frac{\frac{-1 \pm \sqrt{1^2 - \frac{4\cdot\lambda}{2}\cdot\left(-\left(1+\frac{\lambda}{2}-m^1\right)\right)}}{2\cdot\lambda}}{2}\right), \text{ откуда}$$

$$\text{X1,2} = arccos\left(\frac{-1 \pm \sqrt{1^2 + 2\cdot\lambda\cdot\left(1+\frac{\lambda}{2}-m^1\right)}}{\lambda}\right)$$

Численная проверка показала, что действительный корень только один:

$$\varphi ecp = arccos\left(\frac{-1 + \sqrt{1^2 + 2\cdot\lambda\cdot\left(1+\frac{\lambda}{2}-m^1\right)}}{\lambda}\right), \text{ рад} \qquad (3)$$

Для такта сжатие уравнение для вычисления степени сжатия, на которой текущее давление в такте равно среднему давлению во всем такте, идентично уравнению (3) с m^2 и уточнением «до верхней мертвой точки»:

$$m^2 = \frac{hc}{R} \cdot \left(\varepsilon \cdot \sqrt[k]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(k-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-k)}\right)}} - 1\right) = \frac{hc}{R} \cdot (\varepsilon ccp - 1)$$

$$\varphi ccp = arccos\left(\frac{-1+\sqrt{1^2+2\cdot\lambda\cdot\left(1+\frac{\lambda}{2}-m^2\right)}}{\lambda}\right),\ \text{рад (4)}$$

Анализируем уравнения (3) и (4) применительно к идеальному циклу Отто в одном частном случае, совершаемому в двигателе с КШМ со стремящейся к бесконечности длиной шатуна при показателе адиабаты k:

$$\text{если } L \to \infty, \text{то } \lambda = \frac{R}{L} \to 0\ , \text{то } \sqrt{1^2 + 2\cdot\lambda\cdot\left(1+\frac{\lambda}{2} - m^{1,2}\right)} \to 1$$

$$\left(\frac{-1+\sqrt{1^2+2\cdot\lambda\cdot\left(1+\frac{\lambda}{2}-m^{1,2}\right)}}{\lambda}\right) \to 0, \text{а } \varphi ecp, ccp \to \frac{\pi}{2}$$

Анализируя уравнение перемещения поршня [3, с. 293] при бесконечной длине шатуна получаем:

$$\text{если } L \to \infty, \text{то } \lambda = \frac{R}{L} \to 0, \phi \to \frac{\pi}{2} \text{ и } cos\phi \to 0,$$

$$\text{а } S = R\cdot\left(1+\frac{\lambda}{4} - cos\varphi - \frac{\lambda}{4}\cdot cos2\varphi\right) \to R,$$

и учитывая, что $S = 2\cdot R$, приходим к выводу, что поршень в первой половине хода проходит такое же расстояние, что и во второй, означающему, что в идеальном цикле Отто в рассмотренном выше частном случае углы ПКВ, на которых текущее давление в цилиндре равно среднему давлению в тактах расширение и сжатие, совершающихся при показателе адиабаты k, должны быть равны:

$$\varepsilon ecp = \varepsilon ccp = \sqrt{\varepsilon},$$

но это совершенно неочевидно, так как члены уравнений (3) m^1 и (4) m^2 не зависят от отношения радиуса кривошипа к длине шатуна λ.

А как теоретически поведут себя степени сжатия *εecp* и *εccp*, а также углы ПКВ φecp и φccp в описанном выше частном случае для разных по величине средних показателей политроп? Из тех же уравнений (3) и (4) очевидно, что углы ПКВ φecp и φccp при стремящейся к бесконечности длине шатуна при любом среднем показателе стремятся к $\frac{\pi}{2}$, поршень в первой половине хода проходит такое же расстояние, что и во второй, но неочевидно, что степени сжатия εecp и εecp стремятся к равенству. Проанализируем, при каких условиях степени сжатия εecp и εecp стремятся к равенству. Их уравнения для реальных двигателей выглядят так:

$$\varepsilon ecp = \sqrt[n2]{\frac{(\varepsilon-1)\cdot(n2-1)}{\left(1-\varepsilon^{(1-n2)}\right)}} \qquad (1)$$

и

$$\varepsilon ccp = \varepsilon\cdot\sqrt[n1]{\frac{\left(1-\varepsilon^{(1-n1)}\right)}{(\varepsilon-1)\cdot(n1-1)}} \qquad (2)$$

Численной проверкой установлено, что при неизменных отношении радиуса кривошипа к длине шатуна λ и средних показателях политроп расширения n_2 и сжатия n_1, степени сжатия εecp и εccp стремятся к равенству, кроме того, углы ПКВ φecp и φccp стремятся к $\frac{\pi}{2}$ при снижении степени сжатия ε, что чревато снижением термического коэффициента полезного действия [2, с.239] (далее КПД):

$$\eta t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(k-1)}}, \text{если } \varepsilon \downarrow, \text{то } \eta t \downarrow$$

Итак, идеальным циклом Отто, термический КПД которого, что явствует из его общепризнанного профильной наукой уравнения, не зависит от механики, при изменении подхода допускается неоднозначное решение. Возможно, что существуют некие неизвестные факторы, такие, как, угол ПКВ, на котором скорость поршня максимальна [3, с. 295], а также не анализируемые технической термодинамикой по причине невозможности вспомогательные газообменные процессы [2, с.237]. Кстати, при стремящейся к бесконечности длине шатуна к $\frac{\pi}{2}$ стремится и угол ПКВ *φvmax*, на котором скорость поршня максимальна [3, с.295], решение уравнения которого однозначно (без вывода):

$$\varphi vmax = arccos\left(\frac{-1+\sqrt{1+8\cdot\lambda^2}}{4\cdot\lambda}\right)$$

Именно неучтенные до сих пор факторы учитывает разработанная Автором настоящей статьи, но пока официально неопубликованная «Механическая теория двигателя Отто», в которой уравнение общего термического КПД в первом приближении выражает количество теплоты, преобразованной в механическую работу вращательного движения коленчатого вала :

$$\eta O = \eta p\cdot\eta c = \left|\frac{\Lambda+1}{\Lambda-1}\cdot\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{(k-1)}}\right) + \frac{2\cdot k}{\varepsilon^{(k-1)}\cdot(\Lambda-1)}\cdot\left(1-\frac{To}{T1}\right)\right|\cdot(0{,}5 - 0{,}159\cdot\varphi vmax) \qquad (5)$$

где ηp- термический КПД поршня, ηp- термический КПД на коленчатом валу, Λ- степень повышения давления [1, с.6], T_0- температура рабочего тела на начале такта впуск, T_1-температура рабочего тела в конце такта впуск, что соответствует началу такта сжатие. Из уравнения (5) понятно, что даже при стремящихся к бесконечности длине шатуна и к единице степени сжатия общий КПД отличен от нуля, и равен нулю только при $T_0 = T_1$. Однако детальное рассмотрение механической теории двигателя Отто выходит за рамки настоящей статьи.

В заключение стоит подчеркнуть, что хотя окончательно и бесповоротно цивилизация и отказалась от двигателя внутреннего сгорания, вероятно, будет небесполезно, если научное сообщество обратит внимание на настоящую статью хотя бы ради установления истины.

Список литературы:

1. Кодиров Н. Новое о степени сжатия в поршневых двигателях с подводом теплоты при постоянном объёме // Научный форум: Технические и физико-математические науки: сб. ст. по материалам XLVI междунар. науч.-практ. конф. – № 6(46). – М., Изд. «МЦНО», 2021, С. 4-11.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебн.пособие для неэнергетических специальностей вузов. М., «Высшая школа», 1975, с. 496.
3. Ховах М.С. и Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. Изд. 2-е, пер. и доп. М., «Машиностроение», 1971, с. 456.