

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА НЕТРАДИЦИОННОЙ ТЕПЛОВой МАШИНЫ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

Б.А. Шароглазов, П.Н. Баранов, В.В. Клементьев

Изложены результаты исследования параметров состояния рабочего тела нетрадиционной тепловой машины с продолженным расширением. Предложена система уравнений, позволяющая на стадии проектирования расчетным путем выявить численные значения параметров состояния рабочего тела и показателей цикла бескривошипной поршневой тепловой машины с продолженным расширением. Применение горизонтально асимметричных беговых дорожек позволяет повысить индикаторные показатели цикла на 3...6%.

Одной из актуальных задач современного поршневого двигателестроения является повышение степени использования энергии рабочего тела в цикле машин такого типа. Одним из путей реализации названного направления является осуществление цикла с продолженным расширением рабочего тела: цикла, в котором продолжительность расширения рабочего тела превышает продолжительность его сжатия.

Реализация цикла с продолженным расширением в традиционных тепловых машинах с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) сопряжена со значительными трудностями технического, технологического и функционального характера. По этой причине ни одно из конструктивных решений, позволяющих приблизить рабочий цикл ДВС с КШМ к циклу с продолженным расширением, не нашло применения в практике производства тепловых машин, в частности, в двигателестроении.

В последние годы стали известны решения, позволяющие технически и технологически относительно просто реализовать рабочий цикл машины с продолженным расширением [1]. Принципиальная схема такого типа тепловой машины иллюстрируется на рис. 1.

Наличие делительного механизма в такой машине позволяет возвратно-поступательное движение поршня преобразовать во вращательное. И при соответствующих профилях беговой дорожки одним и тем же значениям степени сжатия может соответствовать различное соотношение продолжительностей тактов расширения и сжатия. В частности, такт расширения по продолжительности может превышать такт сжатия.

В отличие от тепловых машин с КШМ в бескривошипной тепловой машине конструктивная реализация этого обстоятельства не

представляет сложностей. Благодаря названному обстоятельству, степень использования вводимой теплоты в тепловой машине (например, ДВС) повышается. В качестве примера иллюстрируется схема двухпериодной беговой дорожки тепловой машины с продолженным расширением, применительно к случаю реализации двухтактного цикла (рис. 2).

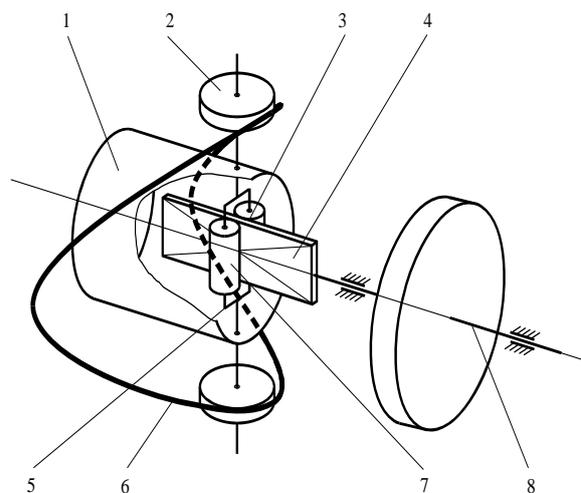


Рис. 1. Принципиальная схема бескривошипной тепловой машины: 1 – поршень; 2 – беговой ролик; 3 – делительный механизм; 4 – рабочая площадка; 5 – траверса; 6 – беговая дорожка; 7 – ходовой ролик; 8 – грузовой вал

Такого типа беговую дорожку можно классифицировать как «горизонтально асимметричную». Степень горизонтальной асимметрии (или трансформации) численно может быть оценена коэффициентом асимметрии K_A .

Если для симметричного профиля беговой дорожки принять $K_A = 0$, то общее выражение для коэффициента горизонтальной асимметрии отобразится соотношением

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА НЕТРАДИЦИОННОЙ ТЕПЛОВЫЙ МАШИНЫ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

$$K_A = 1 - \frac{\alpha_{\text{дан}}}{\alpha_{\text{нэ}}} = 1 - \lambda_a, \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{рас}}$ и $\alpha_{\text{сж}}$ – соответственно продолжительности тактов расширения и сжатия, град ПВ; λ_r – степень горизонтальной асимметрии.

Оценить влияние степени асимметрии беговой дорожки на параметры состояния рабочего тела тепловой машины и ее показатели расчетным путем можно на основании приводимой системы уравнений (система записана применительно к машине (двигателю), цикл которой реализуется по двухтактной схеме, а профиль беговой дорожки описывается «асимметричной» или «симметричной» синусоидой.

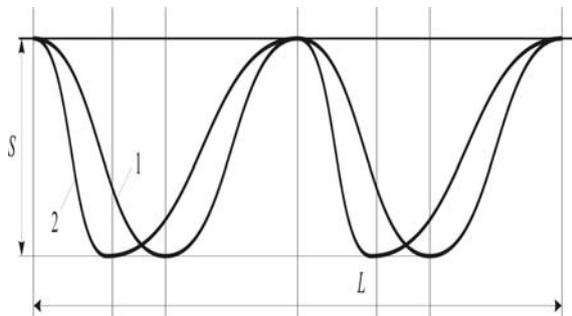


Рис. 2. Конфигурация продольного профиля беговой дорожки бескривошипной тепловой машины (двигателя): 1 – симметричный профиль; 2 – асимметричный профиль (для машины с продолженным расширением); S – ход поршня; L – длина боковой поверхности цилиндра

В соответствии с классическим представлением за начало отсчета аргумента (угла поворота вала, что тоже самое – поршня) α принято положение поршня в ВМТ (начало такта расширения), т.е. полагается для $\alpha = 0$ град ПП; $s = 0$. Из этого обстоятельства следует, что начальная фаза расчета параметров рабочего тела в процессе сжатия при N -периодной беговой дорожке отвечает значению α , равному π/N .

Применительно к N -периодной беговой дорожке и реализации цикла по двухтактной схеме за один оборот вала совершается N циклов. Изменение параметров состояния рабочего тела в течение цикла может быть отобразено системой уравнений

$$\frac{dp}{dt} = \left[\frac{(k-1) \cdot q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{kp}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_1 + \left[-\frac{n_1 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_2 + \left[-\frac{n_2 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_3;$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= 6,908(m+1) \left(\frac{t}{t_z} \right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}} \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{v_a(\varepsilon-1)}{\varepsilon \cdot S} \cdot \frac{ds}{dt}; \\ \frac{ds}{dt} &= \omega \frac{ds}{d\alpha}; \\ \frac{ds}{d\alpha} &= \frac{SN}{2} \left[\sin \left(\left(1 + K_A \sin \frac{N\alpha}{2} \right) N\alpha \right) \right] \times \\ &\left[K_A \left(\frac{N\alpha}{2} \cos \frac{N\alpha}{2} + \sin \frac{N\alpha}{2} \right) + 1 \right]; \\ \alpha_a &= \frac{\pi}{N}; \alpha_y = \alpha_c - \theta; \alpha_z = \alpha_y + \varphi_z; \\ \frac{\pi}{N} &\leq \alpha \leq \frac{3\pi}{2N}; \\ \sigma_1 &= \begin{cases} t_y \leq t \leq t_z; \\ t_z < t < t_y; \end{cases} \\ \sigma_2 &= \begin{cases} t_a \leq t < t_y; \\ t_y < t \leq t_b; \end{cases} \\ \sigma_3 &= \begin{cases} t_z < t \leq t_b; \\ t_a \leq t < t_z; \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В этой системе: p – текущее давление рабочего тела; k – отношение теплоемкостей; q_z – удельная использованная теплота сгорания; m – показатель характера сгорания топлива; x – текущее значение доли выгоревшего топлива; v – удельный объем рабочего тела; n_1, n_2 – показатели политроп сжатия и расширения соответственно; ε – геометрическая степень сжатия; s – текущее перемещение поршня; S – полный ход (полное перемещение) поршня; ω – угловая скорость вращения грузового вала; t_a, t_y, t_z, t_b – моменты времени, соответствующие определенным фазам рабочего цикла: t_a – положения поршня в НМТ в начале сжатия, t_y – момент начала горения, t_z – момент окончания сгорания (в выражениях для σ) и t_b – момент открытия выпускных органов; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – ступенчатые функции; φ_z и t_z (в уравнении для dx/dt) – продолжительность сгорания соответственно в радианах и секундах.

В системе (2) первым уравнением отображается характер изменения давления рабочего тела в течение процессов сжатия, сгорания и расширения (это оказывается воз-

можным благодаря введению ступенчатых функций $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$). Полагается, что сгорание подчиняется уравнению выгорания И.И. Вибе (функция для dx/dt), а перемещение поршня является асимметричным и подчиняется функции вида:

$$s = \frac{S}{2} \left[1 - \cos \left(\left(1 + \sin \frac{N\alpha}{2} \right) N\alpha \right) \right],$$

где N – натуральное число. Отметим, что, вообще говоря, эта функция может иметь и другой вид.

При решении системы (2) начальные условия выбираются, исходя из численных значений параметров состояния рабочего тела в нагнетательной (продувочной) системе. Допускается, что с момента закрытия выпускного органа масса рабочего тела в цилиндре остается неизменной – утечками пренебрегаем. Это дает возможность, исходя из допу-

щения о политропном сжатии рабочего тела, численно оценить значение параметра v_a , соответствующего значению $\alpha = \alpha_a = \pi/N$.

При моделировании рабочего цикла бескривошипной тепловой машины численная оценка параметров m и $\varphi_z (t_z)$ может быть сделана из предположения, что характер горения топливо-воздушных смесей, характеризующихся одинаковыми значениями коэффициента избытка воздуха, в бескривошипных тепловых машинах и традиционных машинах с КШМ аналогичен. Такое допущение делает возможным при моделировании процессов в бескривошипных машинах использовать опытный материал, накопленный при исследовании процессов горения топливо-воздушных смесей массово используемых двигателей с КШМ.

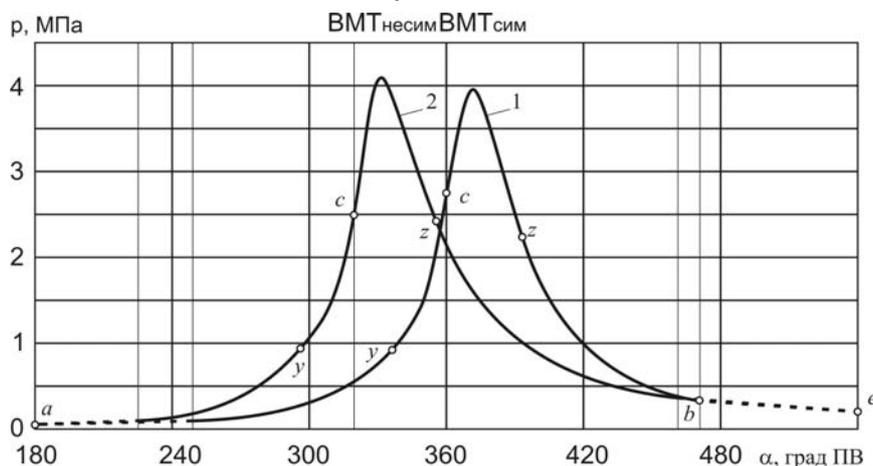


Рис. 3. Индикаторные «р – α» диаграммы рабочего цикла двухтактной тепловой машины: 1 – симметричный профиль беговой дорожки; 2 – асимметричный профиль беговой дорожки ($K_d = -0,3$); основные исходные данные: $N = 1$; $\varepsilon = 10,0$; $\alpha = 0,9$; $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$; $\eta_v = 0,85$; $S = 22 \text{ мм}$

В качестве примера на рис. 3 приведены индикаторные диаграммы цикла бескривошипной двухтактной тепловой машины с продолженным расширением рабочего тела, полученные с использованием приведенной системы уравнений.

Предложенная система уравнений, позволяет на стадии проектирования расчетным путем выявить численные значения параметров состояния рабочего тела и показателей цикла бескривошипной поршневой тепловой машины (в том числе машины с продолженным расширением). На основе анализа результатов расчетного моделирования рабочего цикла и параметров тепловой машины с продолженным расширением рабочего тела можно заключить следующее: приме-

нение горизонтально асимметричных беговых дорожек в бескривошипных тепловых машинах позволяет повысить индикаторные показатели цикла с продолженным расширением рабочего тела на 3...6%.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 07-08-96040-р_урал_а.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. RU 2196237 C1, 7F02B75/32, F01B3/04. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания (варианты) / Б.А. Шароглазов, В.В. Клементьев (РФ). – № 2001127897/06; Заявлено 12. 10. 2001; Приоритет 12. 10. 2001; Оpubл. 10. 01. 2003 // Бюл. № 1.