регуляторов представляют собой равновесные прямые.

2. Общая степень неравномерности ПД-регулятора совпадает с местной степенью неравномерности.

3. Регуляторные характеристики САР с ПИ- и ПД-регуляторами также представляют собой прямые.

4. Регуляторные характеристики ПИ-регулятора и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном не имеют наклона, то есть являются астатическими.

5. Наклон регуляторной характеристики САР с ПД-регулятором зависит от степени неравномерности регулятора и динамических параметров регулируемого объекта – дизеля с аккумуляторной топливной системой с электронным управлением.

Список литературы:

1. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. — 480 с. 2. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования / А.А. Прохоренко – Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2011. С. 81-86. 3. Прохоренко А.О. Диференційне рівняння електронного регулятора для дизеля з акумуляторною паливною системою / А.О. Прохоренко // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2012. – № 3. – С. 194 – 205. 4. Прохоренко А.А. Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой регулирования / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2012. С.45-48. 5. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. — изд. 4-е, перераб. и доп. — СПб, изд-во «Профессия», 2004. — 752 с. 6. Дорф Р. Современные системы управления / Р. Дорф, Р. Бишоп. Пер. с англ. Б.И. Копылова. – М.:Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.

Bibliography (transliterated):

1. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami. Pere-vod s nemeckogo. Pervoe russkoe izdanie. – M.: ZAO "KZhI "Za rulem", 2004. — 480 s. 2. Prohorenko A.A. Differencial'noe uravnenie dinamiki dizelja s akkumu-ljatornoj sistemoj toplivopodachi kak ob#ekta reguli-rovanija / A.A. Prohorenko – Dvigateli vnutrennego sgo-ranija. – №2. – 2011. S. 81-86. 3. Prohorenko A.O. Dife-rencijne rivnjannja elektronnogo reguljatora dlja dizelja z akumuljatornoju palivnoju sistemoju / A.O. Prohorenko // Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu „Harkivs'kij politehnichnij institut". Zbirnik nauko-vih prac'. Tematichnij vipusk: Matematichne modelju-vannja v tehnici ta tehnologijah. – 2012. – № 3. – S. 194 – 205. 4. Prohorenko A.A. Precizionnyj jelektronnyj re-guljator dlja dizelja s akkumuljatornoj toplivnoj sistemoj regulirovanija / A.A. Prohorenko // Dvigateli vnut-rennego sgoranija. – №1. – 2012. S.45-48. 5. Besekerskij V.A. Teorija sistem avtomaticheskogo upravlenija / V. A. Be-sekerskij, E. P. Popov. — izd. 4-e, pererab. i dop. — SPb, izd-vo «Professija», 2004. — 752 s. 6. Dorf R. So-vremennye sistemy upravlenija / R. Dorf, R. Bishop. Per. s angl. B.I. Kopylova. – M.:Laboratorija bazovyh znanij, 2002. – 832 s.

УДК 629.

А. А. Грабовский, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВС С КШМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ И С ЦЕНТРАЛЬНЫМ КШМ

Введение

Динамический расчет является основным, наиболее значимым этапом процесса проектирования и расчета двигателя. Основными исходными данными для динамического расчета являются результаты теплового и кинематического расчетов. Учитывая особенности кинематической схемы КШМ со сдвоенными кинематическими связями [1,2] необходимо составить расчетную схему КШМ (рис. 1).

Анализ расчетной схемы

Из анализа расчетной схемы следует, что при $\varphi = 0$, $\beta = \alpha_1$. Из расчетной схемы кинематического расчета (рис. 1) следует, что углы β и φ связаны между собой зависимостями

$$\sin\beta = \frac{e}{L} - \frac{R}{L}\sin(\alpha_1 + \varphi);$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (\frac{e}{L} - \frac{R}{L}\sin(\alpha_1 + \varphi))^2}\ .$$

Сила давления газов (суммарные силы), действующая на поршень, на осях поршневых пальцев (верхних головках шатунов) делится пополам и раскладывается на две составляющие: на нормальные N_l и N_r, равные по величине и противоположные по знаку и уравновешивающие друг друга, и силы P_s, равные между собой, действующие по осям шатунов и прикладывающиеся к осям шатунных шеек кривошипов B_l и B_r.

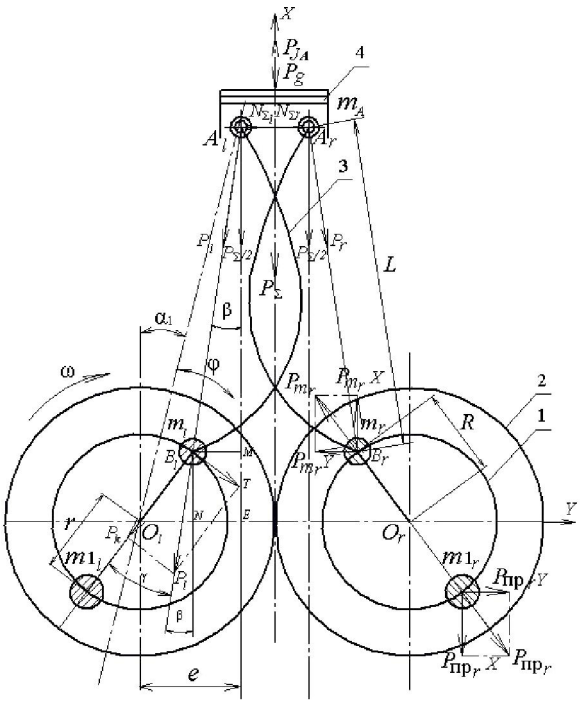

Рис. 1. Расчетная схема КШМ для определения динамических параметров

$$P_s = \frac{P_\Sigma}{\sqrt{1-(\frac{e}{L}-\frac{R}{L}\sin(\alpha_1+\varphi))^2}}.$$

При этом $\alpha_1 = \arccos\frac{OE}{OA'}$.

На осях кривошипов, каждая из этих сил раскладывается на две составляющие: силы P_k, действующие по осям кривошипов, и две тангенциальные силы T, действующие на плече R (радиус кривошипов) каждого из кривошипов и создающие крутящие моменты $M_{кр l}$ и $M_{кр r}$, которые на зубчатых венцах маховиков суммируются. Учитывая симметричность расчетной схемы, расчет можно вести по одной из половин.

Для определения значения сил P_k и T необходимо определить угол между осью кривошипа и вектором силы P_l, который и назовем его γ. Для определения данного угла опустим перпендикуляр $B_l N$ на линию дезаксиала $O_l E$. Угол между вектором силы P_l и перпендикуляром $B_l N$ назовем δ. Из подобия треугольников $B_l A_l M$ и $P_l B_l N$ следует, что угол δ равен углу β. В треугольнике $O_l B_l N$ угол B равен сумме углов α_1 и φ. Следовательно,

$$\gamma = (\alpha_1+\varphi)-\beta = (\arccos\frac{OE}{OA'}+\phi) - \\ -\arccos\sqrt{1-(\frac{e}{L}-\frac{R}{L}\sin(\arccos\frac{OE}{OA'}+\phi))^2}.$$

Расчет динамических параметров

Сила P_k, действующая по оси кривошипа, в этом случае будет определятся как

$$P_k = P_l \cdot \cos\gamma,$$

а сила T

$$T = P_l \cdot \sin\gamma.$$

По величине силы T для каждого значения угла φ поворота кривошипа определяется значение крутящего момента

$$M_{кр} = T \cdot R.$$

Сравнительные значения величин динамических параметров ДВС на основе центрального КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями представлены в виде графиков.

Расчеты проводились для вновь проектируемых рядных шестицилиндровых ДВС с диаметром цилиндров D = 265 мм, при радиусе кривошипов коленчатых валов R = 155 мм и R = 150 мм, длине шатунов L = 680 мм и L = 577 мм с центральным КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями. При этом в первом случае ход поршня S составляет 310 мм, а во втором – 325 мм. Это обусловливает разницу в литраже двигателей 102,58 л и 107,98 л, соответственно, а следовательно и эффективную мощность 2377 кВт и 2492 кВт при прочих равных параметрах. Эффективный крутящий момент по данным теплового расчета при этом составляет 22697 Нм и 23795 Нм.

Следует заметить, что тепловой расчет проводился для ДВС с центральным КШМ при допущении, что расчетные значения параметров для ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями идентичны. Разница в значениях сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс при равенстве частоты вращения коленчатых валов определяется разницей в значениях их масс

При сравнении суммарных сил, действующий в обоих случаях (рис. 2), при допущении равенства сил, действующий на поршень со стороны рабочего тела следует, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в КШМ со сдвоенными связями более благоприятно влияют на значение суммарной силы. Так среднее значение m всех значений суммарных сил для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Psz} = \sum P_{sz}(\varphi) : 720 = 2{,}01,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Psd} = \sum P_{sd}(\varphi) : 720 = 2{,}15.$$

Разница в величине этих значений для данного случая составляет 0,14.

Сравнение сил, действующих вдоль осей шатунов для случая центрального и дезаксиального КШМ, представлено на графике рис. 3. При этом среднее значение силы для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Pshz} = \sum P_{shz}(\varphi) : 720 = 2{,}0311,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Pshd} = \sum P_{shd}(\varphi) : 720 = 2{,}3649.$$

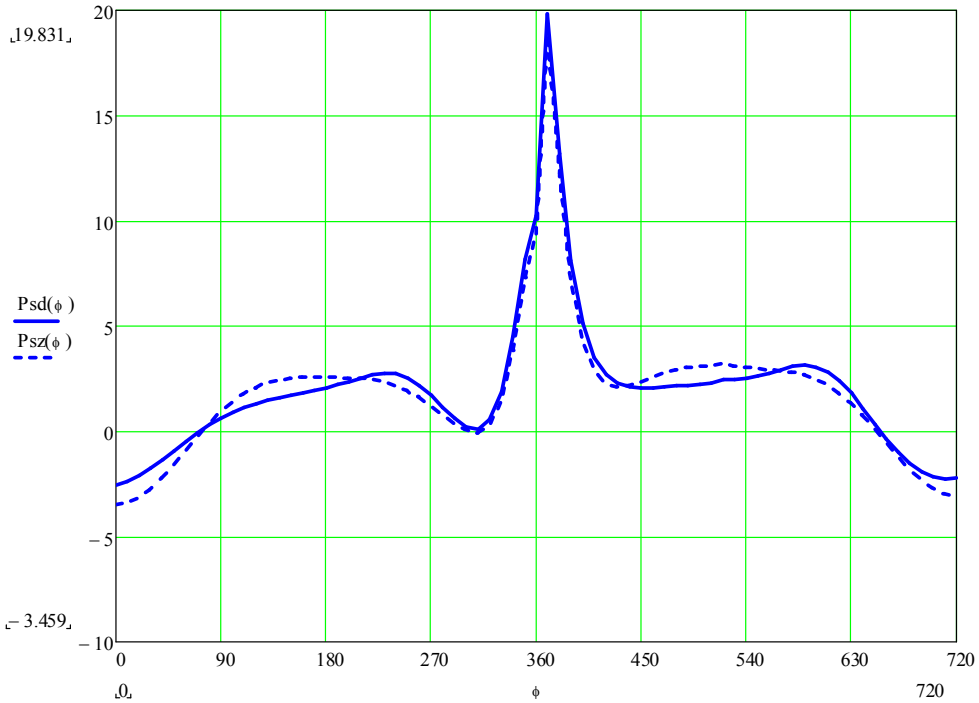

Рис. 2. Сравнение суммарных сил, действующих в ДВС с центральным КШМ (P_{sz}) и ДВС со сдвоенным КШМ (P_{sd})

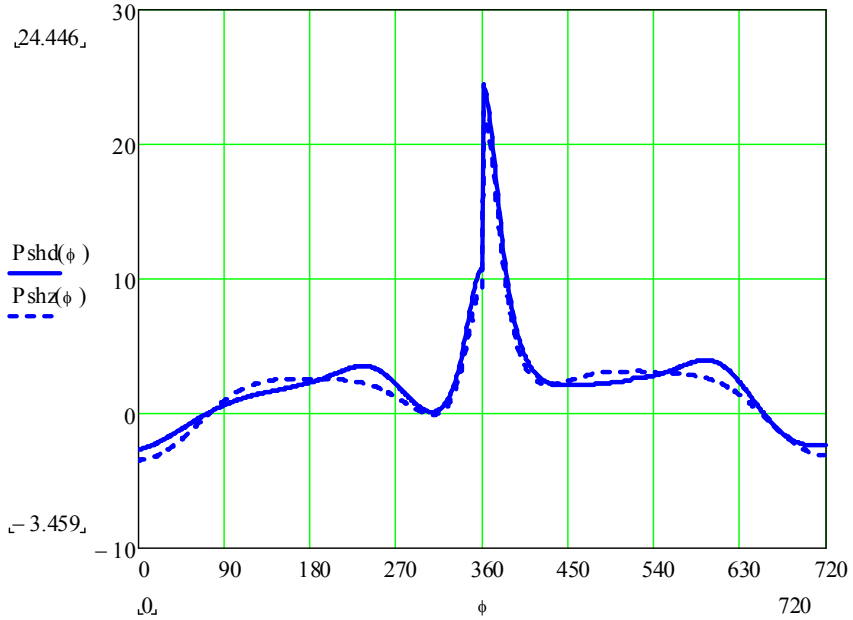

Рис. 3. Сравнение сил, действующих вдоль осей шатунов для случая центрального и дезаксиального КШМ

Сравнение разницы средних значений для суммарных сил 0,14 и сил, действующих вдоль осей шатунов 0,33, показывает некоторое увеличение значения динамических параметров в случае дезаксиального КШМ со сдвоенными кинематическими связями. Аналогичное сравнение тангенциальных сил, формирующихся на осях кривошипов для случая центрального и дезаксиального КШМ,

представленных на графике рис. 4 также подтверждает тенденцию увеличения. Так среднее значение тангенциальной силы для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Tz} = \sum T_z(\varphi) : 720 = 11{,}1172,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Td} = \sum T_d(\varphi) : 720 = 26{,}2297.$$

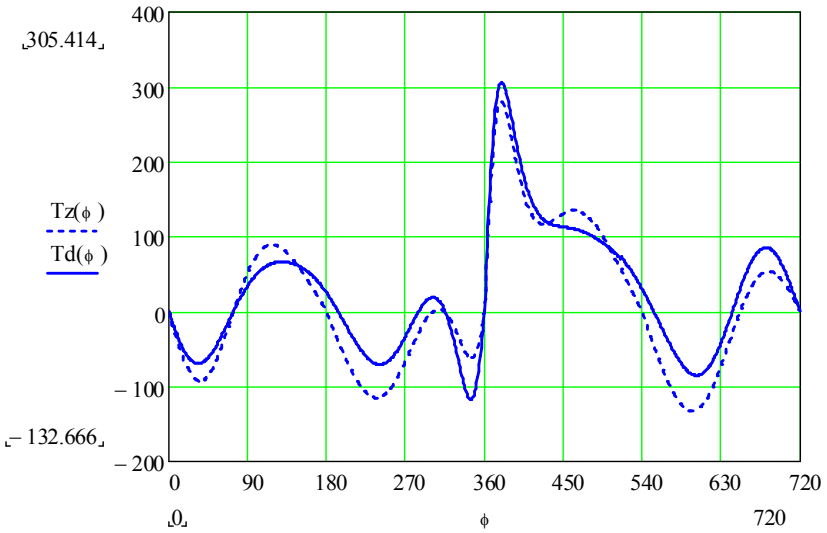

Рис. 4. Сравнение тангенциальных сил формирующихся на осях кривошипов для случая центрального и дезаксиального КШМ

Среднее значение тангенциальной силы за цикл по данным теплового расчета

$$T_{cp} = \frac{2\times10^6}{\pi\tau} p_i F_n,$$

при p_i = 3,1693 МПа и F_n = 0,0552 м^2 будет составлять 27858 Н. При радиусе кривошипа R = 0,15 м среднее значение момента за цикл для одного цилиндра будет равняться 4179 Нм.

Учитывая разницу в радиусах кривошипов для первого R = 0,155 м и второго R = 0,150 м случаев, получим значение крутящих моментов для одного цилиндра, представленных на графиках рис. 5. При этом среднее значение величины крутящего момента для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Mz} = \sum M_z(\varphi) : 720 = 1{,}7232\cdot10^3,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Md} = \sum M_d(\varphi) : 720 = 3{,}9847\cdot10^3.$$

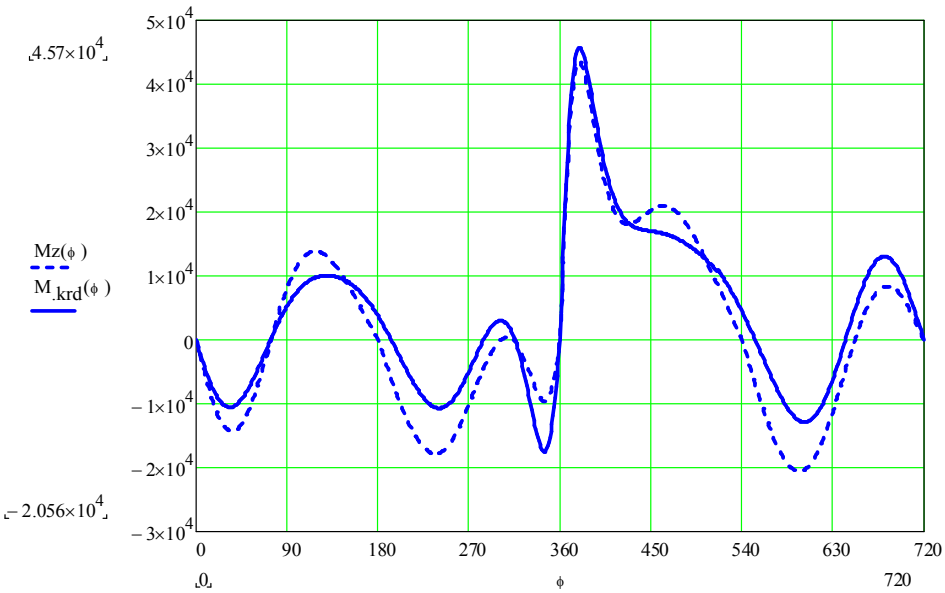

Рис. 5. Значение крутящих моментов для одного цилиндра для центрального и дезаксиального КШМ

С учетом шести цилиндров крутящий момент будет составлять 10338 Нм для ДВС с центральным КШМ и 23910 Нм для ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями. Снижение суммарного крутящего момента для ДВС с центральным КШМ по сравнению с данными теплового расчета обусловлено значительными величинами сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Величина ошибки $\Delta = \frac{R_1 - R_2}{R_1} \cdot 100$ между результатами теплового и динамического расчетов составляет 4,6% при вычислении среднего значения крутящего момента за цикл и 0,5% при вычислении суммарного крутящего момента.

Заключение

С учетом допущения об аналогичных значениях параметров теплового расчета для случаев ДВС с центральным КШМ и дезаксиальным КШМ со сдвоенными кинематическими связями и разницы в значениях радиусов кривошипов, КШМ со сдвоенными кинематическими связями имеет некоторое преимущество в динамических показателях по сравнению с центральным КШМ.

Кроме того, сравнительный анализ направления векторов суммарных сил действующих в КШМ, и направлений движения поршней на каждом из тактов свидетельствует о более выгодном их сочетании на тактах впуска, рабочего хода и выпуска. На такте сжатия дезаксиальный КШМ со сдвоенными кинематическими связями несколько проигрывает центральному КШМ.

Список литературы:

1. Пат. № 2382891 Российской Федерации, МПК F02B 75/32; Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями / А. А. Грабовский, А. А. Грабовский; заявитель и патентообладатель А. А. Грабовский. - № 2008110199; Заявлено 17. 03. 2010, Опубликовано 27. 02. 2010 г., Бюл. № 6. 2. Грабовский А.А. Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами/ А.А. Грабовский, Е.С. Аверьянова // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ». – № 2 (8). – 2009. – 317 с.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. № 2382891 Rossijskoj Federacii, MPK F02V 75/32; Krivoshipno-shatunnyj mehanizm so sdvoennymi kinematicheskimi svjazjami / A. A. Grabovskij, A. A. Gra-bovskij; zajavitel' i patentoobladatel' A. A. Grabov-skij. - № 2008110199; Zajavleno 17. 03. 2010, Opubliko-vano 27. 02. 2010 g., Bjul. № 6. 2. Grabovskij A.A. Kine-matika krivoshipno-shatunnogo mehanizma s dvumja ko-lenchatymi valami/ A.A. Grabovskij, E.S. Aver'janova // Izvestija MGTU «MAMI». Nauchnyj recenziruemyj zhurnal. – M.: MGTU «MAMI». – № 2 (8). – 2009. – 317 s.

УДК 621.433.2

А.А. Дзюбенко, канд. техн. наук, В.М. Манойло, канд. техн. наук, М.С. Липинский, инж.

РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА «PEAK & HOLD» В СИСТЕМЕ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ПОДАЧИ ГАЗА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ 6ГЧН 13/14

Введение

На кафедре ДВС ХНАДУ ведутся работы по совершенствованию газового двигателя, конвертированного из дизеля. При проведении стендовых испытаний газового двигателя 6ГЧ 13/14 стало очевидным, что применение классических систем питания газом не обеспечивает необходимого уровня своего технического соответствия и не отвечает требованиям, предъявляемым к системам питания современных силовых агрегатов. Поэтому на данном этапе работы возникла необходимость в создании системы распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14.

Синтез системы управления подачей газа является комплексной задачей и предусматривает не только структурную реализацию конкретной схемы. Необходимо учитывать конфигурацию объекта управления и особенности привязки к нему, а также конструкцию исполнительных устройств, особенно когда динамические характеристики последних находятся в сложной зависимости от параметров рабочего процесса.

Так динамика работы электромагнитного дозатора газа (ЭДГ) (время полного открытия и закрытия клапана), кроме собственных конструктивных параметров, определяется перепадом давления газа на клапане ЭДГ и параметрами сигнала управления. При этом время запаздывания полного открытия клапана может быть соизмеримо с требуемой длительностью импульса управления. Для уст-