

М 384617

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ имени Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

БИРЮКОВ ВЛАДИМИР ИВАНОВИЧ

СИНТЕЗ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ АСИММЕТРИЧНЫХ РОМБИЧЕСКИХ
МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ ПОДВОЛОМ ТЕПЛОТЫ (ДВПТ)

05.02.18 - Теория механизмов, машин и автоматических линий

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1981

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ имени Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

БИРЯКОВ ГЛАДИМИР ИВАНОВИЧ

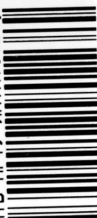
СИНТЕЗ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ АСИММЕТРИЧНЫХ РОМБИЧЕСКИХ
МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ ПОДВОЛОМ ТЕПЛОТЫ (ДВПТ)

05.02.18 - Теория механизмов, машин и автоматических линий

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1387617

Биряков В.И. Синтез и уравн

Москва - 1981

М В Т У
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Работа выполнена на кафедре "Теория механизмов" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного знамени высшего технического училища им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент
ЛУКИЧЕВ Д.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Р.В.ВИРАБОВ,
кандидат технических наук, доцент Ю.И.САМОХВАЛОВ

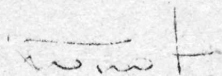
Ведущее предприятие указано в решении Совета

Защита диссертации состоится "1" февраля 1982 г.
на заседании специализированного Совета К.053.15.11 "Машиностроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
имени Н.Э.Баумана

Автореферат разослан "18" декабря 1981 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета



ПОПОВ П.К.

Актуальность тем. В решениях XXVI съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства на 1981–1985 годы и на период до 1990 года предусматривается значительное повышение эффективности машиностроения, создание новых конструкций механизмов и машин, увеличение их долговечности и надежности. К числу решаемых при этом задач относится также создание двигателя массового применения, конкурентоспособного двигателям внутреннего сгорания.

Исследования советских и зарубежных ученых подтверждают высокую эффективность двигателей с внешним подводом теплоты (ДВТ – двигателя Стирлинга) и возможность достижения для них большой удельной мощности.

В качестве приводного механизма для ДВТ наиболее широкое распространение получил рычажный симметричный ромбический механизм, обеспечивающий нужный рабочий процесс, малые трение и износ уплотнительных колец, хорошее уравнивание. При использовании такого механизма допустимо высокое давление рабочего тела в цилиндре при атмосферном давлении в картере. Однако применение этих механизмов ограничивает пределы изменения параметров двигателя W (отношения максимальных объемов холодной и горячей полостей) и α_0 (угла сдвига по фазе между этими объемами), существенно влияющих на мощность и экономичность ДВТ.

Расширение пределов изменения параметров рабочего процесса W и α_0 может быть достигнуто путем применения асимметричных схем ромбических механизмов.

До настоящего времени такие схемы были мало изучены, отсутствовала также их классификация, не было данных об исследовании и уравнивании асимметричных ромбических механизмов с развитым кривошипом и развитым шатуном вытеснительной группы.

Таким образом, синтез и уравнивание асимметричных механизмов, применение которых расширяет пределы изменения параметров W , α_0 и позволяет повысить мощность и экономичность ДВТ, является актуальной задачей, имеющей важное научное и практическое значение.

Актуальность работы подтверждается и тем фактом, что в 1979 и 1980 годах состоялись две Всесоюзные конференции по ДВТ.

Цель работы. Целью настоящей работы является: 1) систематика и кинематический анализ ромбических механизмов привода ДВГТ; 2) установление связи между относительными размерами схемы привода и основными параметрами конструкции двигателя; 3) вывод аналитических зависимостей для определения основных размеров этих механизмов (геометро-кинематический синтез) с учетом допустимых углов давления; 4) определение и анализ областей существования механизмов при синтезе; 5) уравнивание асимметричных ромбических механизмов с развитым кривошипом и развитым шатуном вытеснительной группы.

Методы исследования. При выводе аналитических зависимостей для координат точек и угловых координат звеньев использован метод замкнутости закрытых контуров В.А.Зиновьева.

Методы определения основных конструктивных размеров привода базируются на теории вспомогательных функций как математической основе применения ЭЦВМ.

Для анализа влияния признаков асимметрии схемы на закономерности изменения областей существования механизмов и параметры конструкции двигателя использован численный метод с применением ЭЦВМ.

При уравнивании ромбических механизмов использован метод замещающих масс.

Научная новизна. Приведена классификация асимметричных ромбических механизмов ДВГТ.

Выведены аналитические зависимости, являющиеся основой для синтеза механизмов привода по отношению максимальных объемов холодной и горячей полостей, углу сдвига по фазе между этими объемами с учетом допускаемого угла давления и объема штока вытеснительного поршня. Выделены области существования механизмов, рассматриваемых в работе.

Решены задачи уравнивания механизмов с развитым кривошипом и развитым шатуном вытеснительной группы.

Практическое значение работы. На основе полученных аналитических зависимостей и методов решения задач уравнивания и синтеза по различным условиям показано влияние параметров асимметрии привода на его уравнированность, на основные параметры конструкции двигателя. Полученный материал, представленный в удобной для практического применения форме, может быть использован в конструкторских бюро, проектирующих механизмы привода ДВГТ.

Основываясь на нем, можно разрабатывать и развивать методы оптимального проектирования механизмов.

Показано преимущество асимметричных схем механизмов по сравнению с симметричными.

Реализация результатов работы. Разработанные в диссертации рекомендации по геометрическому расчету асимметричного ромбического привода и его уравниванию были использованы при разработке макетных образцов двигателей с внешним подводом теплоты в ЦНИДИ и ФТИ им.С.В.Стародубцева АН УзССР.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены:

- на научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава Ворошиловградского машиностроительного института в 1978 г.;

- на Всесоюзных совещаниях по методам расчета механизмов машин-автоматов в 1976, 1979 г.г., Львов;

- на Всесоюзных научно-технических конференциях в 1979 г., Ташкент, 1980 г., Москва;

- на научных семинарах кафедры ТМ МВТУ в 1978, 1979, 1980 г.г.

Публикации. Основное содержание работы опубликовано в семи статьях, четырех сборниках тезисов докладов.

Структура диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 30 наименований и 2-х документов о внедрении работы. Содержание работы изложено на 113 страницах, в том числе 27 страниц рисунков и 3 страницы таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследований, направленных на совершенствование механизмов привода ДВПТ.

В первой главе рассмотрены особенности конструкции и условия работы ДВПТ с ромбическим приводом, приведен обзор работ по его исследованию как за рубежом, так и в нашей стране, из которого вытекают следующие преимущества ДВПТ: значительный к.п.д., малая токсичность, низкий уровень шума, возможности использования различных видов топлива и его полного сгорания, хорошая уравнированность, экономичность, надежность и др.

Хорошо отражает состояние развития ДВПТ обзорная статья Б.В.Сутугина, из которой, в частности, следует, что одно из ве-

дущих мест занимает исследование двигателей вытеснительного типа с ромбическим приводом.

В работах М.Г.Круглова, С.И.Ефимова, В.А.Звонова и других авторов показаны преимущества ромбического привода, позволяющего реализовать цикл Стирлинга в двигателях вытеснительного типа наилучшим образом, раскрыта связь основных параметров конструкции двигателя W (отношения максимальных объемов холодной и горячей полостей), α_0 (угла сдвига по фазе между этими объемами) с геометрией привода и выявлено влияние этих параметров на индикаторный к.п.д. и мощность двигателя. Однако вопросам исследования ромбического привода все же посвящено ограниченное число работ.

На основе анализа известных в этой области работ сделаны выводы о том, что наиболее полно исследованы симметричные ромбические механизмы привода. Что же касается асимметричных механизмов, позволяющих расширить пределы изменения W и α_0 за счет усложнения их геометрии, то до сих пор не было даже попытки дать исчерпывающий перечень их возможных схем, не говоря уже о разработке какой-либо систематики.

В связи с вышеизложенным были поставлены следующие задачи исследования:

- разработать систематику и выполнить кинематический анализ механизмов асимметричного ромбического привода ДВРТ;
- установить связь между относительными параметрами схемы привода и основными параметрами конструкции двигателя;
- вывести аналитические зависимости для определения основных размеров этих механизмов с учетом допустимых углов давления;
- определить области существования механизмов и провести их анализ;
- провести уравнивание асимметричных ромбических механизмов с развитым кривошипом и развитым шатуном вытеснительной группы.

Во второй главе, посвященной систематике асимметричных механизмов привода, установлено, что существуют три обобщенные схемы этих механизмов (рис. I).

Первая схема - с развитым кривошипом ABD (рис. I, а). Геометрия рабочей части такого привода характеризуется абсолютными размерами e_p , L_p и R_p , а вытеснительной части - e_v , L_v , R_v , при этом кривошипы AB и AD развернуты друг относительно друга на угол γ .

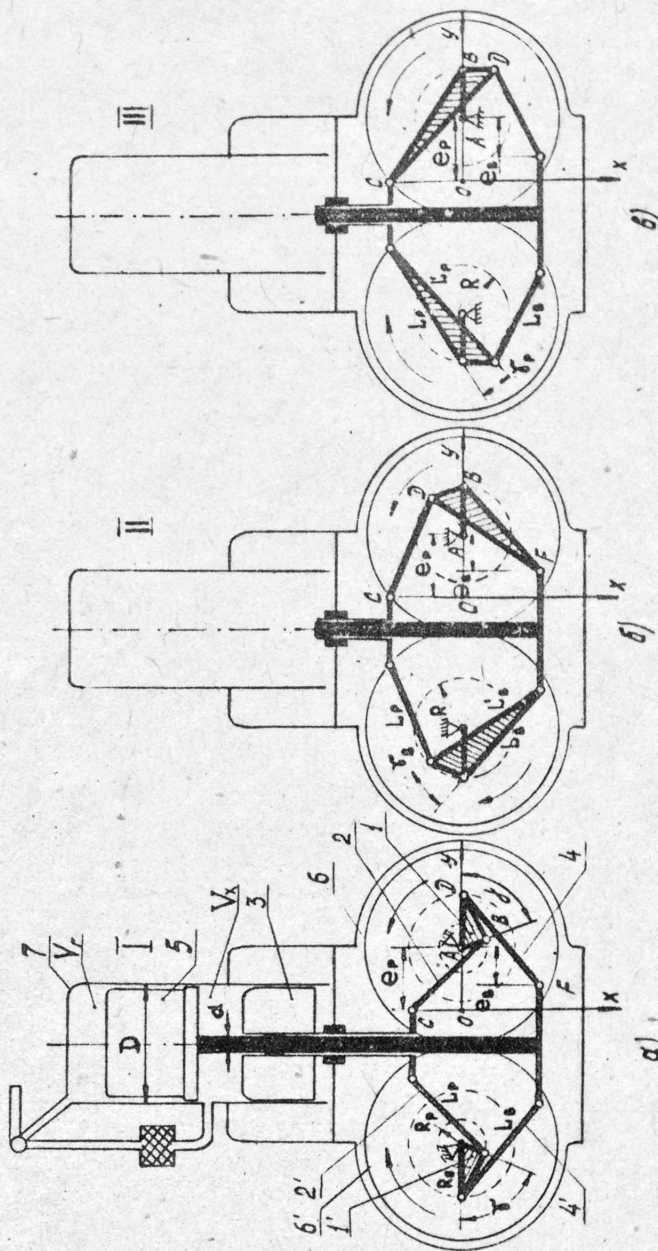


Рис. 1. Обобщенные схемы асимметричных ромбических механизмов: 1, 1' - кривошипы; 2, 2' - шатуны рабочей группы; 3 - рабочий поршень; 4, 4' - шатуны вытеснительной группы; 5 - вытеснительный поршень; 6, 6' - синхронизирующие зубчатые колеса; 7 - цилиндр.

Вторая схема - с развитым шатуном вытеснительной группы (рис. I, б). У механизмов этой схемы кривошип АВ длиной R является общим, а рабочая и вытеснительная группы определяются размерами e_p , L_p и e_b , L_b , L_a , γ_b соответственно.

Третья схема - с развитым шатуном рабочей группы (рис. I, в). Как и в предыдущем случае, кривошип АВ длиной R здесь общий, а геометрия рабочей и вытеснительной групп характеризуется соответственно размерами e_p , L_p , L_r , γ_r и e_b , L_b .

Из этих трех обобщенных схем, как частные случаи, могут быть получены одна схема двухпараметрическая (симметричный ромбический привод), восемь схем трехпараметрических, шестнадцать - четырехпараметрических, двенадцать - пятипараметрических и три - шестипараметрические обобщенные схемы, приведенные на рисунке I. Все варианты схем сведены в таблицу, в которой для характеристики их геометрии используются относительные параметры:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= R/L, & \lambda_p &= R_p/L_p, & \lambda_b &= R_b/L_b, \\ \kappa &= e/R, & \kappa_p &= e_p/R_p, & \kappa_b &= e_b/R_b, \\ \alpha_L &= L_p/L_b, & \alpha_{Lp} &= L_p/L_p, & \alpha_{Lb} &= L_b/L_b, & \alpha_R &= R_b/R_p, & \alpha_e &= e_b/e_p. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Далее решена задача кинематического анализа ромбических механизмов по методу замкнутого векторного контура В.А. Зиновьева.

Так, для механизма с развитым кривошипом (рис. I, а) уравнения замкнутости контуров имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \bar{e}_p + \bar{R}_p &= \bar{X}_c + \bar{L}_p, \\ \bar{e}_p + \bar{R}_b &= \bar{X}_r + \bar{\Delta e} + \bar{L}_b, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\bar{\Delta e} = \bar{e}_p - \bar{e}_b$.

Проецируя эти векторные уравнения на оси ОХ и ОУ, получим уравнения в скалярной форме, решение которых принимает вид

$$\sin \varphi_2 = \lambda_p (\kappa_p + \sin \varphi_1). \quad (3)$$

$$\sin \varphi_4 = \lambda_b [\kappa_b + \sin (\varphi_1 + \gamma)]. \quad (4)$$

$$X_c = L_p (\lambda_p \cos \varphi_1 - \cos \varphi_2), \quad (5)$$

$$X_F = L_B [\lambda_B \cos(\varphi_1 + \gamma) - \cos \varphi_4], \quad (6)$$

где φ_2, φ_4 - угловые координаты шатунов соответственно рабочей и вытеснительной групп, X_C, X_F - координаты рабочего и вытеснительного поршней, φ_1 - угол поворота кривошипа, принятый за обобщенную координату механизма.

В крайнем правом положении

$$X_F = X_{F0} = L_B \sqrt{(1 + \lambda_B)^2 - K_B^2 \lambda_B^2}, \quad (7)$$

а в крайнем левом -

$$X_F = X_{F \min} = L_B \sqrt{(1 - \lambda_B)^2 - K_B^2 \lambda_B^2}. \quad (8)$$

Функции $X_C = X_C(\varphi_1)$ и $X_F = X_F(\varphi_1)$ будут применены в следующей главе при определении W и α_o .

Кроме этого, для механизма с развитым кривошипом получены выражения координат центров масс звеньев, аналогов угловых скоростей и ускорений шатунов, линейных скоростей и ускорений поршней, проекции аналогов скоростей и ускорений центров масс, их модулей и углов, определяющих направления векторов этих аналогов.

В этой главе приведено также решение задачи кинематического анализа для механизмов с развитыми шатунами вытеснительной и рабочей групп (рис. I, б и I, в) и сделаны выводы.

В третьей главе решены задачи синтеза ромбических механизмов привода ДВПП.

С учетом кинематических зависимостей, полученных во второй главе, находим для положений кривошипа, определяющих координату φ_1 , объемы горячей и холодной полостей

$$V_r = \frac{\pi D^2}{4} (X_F - X_{F \min}), \quad (9)$$

$$V_x = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \nu^2) (H_o - |X_C| - X_F), \quad (10)$$

где D - диаметр поршней, $\nu = d/D$ (d - диаметр штока вытеснителя); H_o - условная длина штока вытеснителя, равная максимальному расстоянию между точками присоединения шатунов к траверсам F и C .

Из отношения максимальных объемов холодной и горячей полостей

$$W = V_{x \max} / V_{r \max} \quad (11)$$

имеем

$$V_{x \max} = W \cdot V_{r \max}, \quad (12)$$

где

$$V_{r \max} = \frac{\pi D^2}{4} S_{F \max} = \frac{\pi D^2}{4} (X_{F0} - X_{F \min}). \quad (13)$$

Решая совместно (10) и (13), получим

$$|X_c| + X_F = H_0 \cdot W(X_{F0} - X_{F \min}) / (1 - \nu^2). \quad (14)$$

На основе этого равенства составим вспомогательную функцию максимальных объемов

$$C_w(\alpha) = |X_c| + X_F, \quad (15)$$

где α — угол поворота кривошипа AB , который отсчитывается от линии кривошип-шатун для механизмов рис. I, а и I, б или от линии кривошипа рис. I, в, соответствующих максимальному объему горячей полости (нижняя мертвая точка вытеснителя). Максимальное значение $C_w(\alpha)$ равно условной длине штока H_0 . При минимальном значении этой функции объем холодной полости будет максимальным.

Принятый отсчет угла α позволяет значительно упростить вывод основных формул синтеза механизмов.

При использовании кинематических зависимостей необходимо в выражениях, содержащих угол φ_1 , записать

$$\varphi_1 = \alpha - \varphi_0, \quad (16)$$

где

$$\varphi_0 = \arcsin[e_b / (L_b + R_b)] - \quad (17)$$

угол, характеризующий крайнее правое положение вытеснительного поршня 5 в механизмах, изображенных на рис. I, а и I, б.

Для механизма, изображенного на рис. I, в, угол φ_0 определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \varphi_2 - \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_0) - (\operatorname{tg} \varphi_2 + \operatorname{tg} \varphi_4) a_{1p} \cos \gamma_p + (\operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \varphi_4 - 1) a_{1p} \sin \gamma_p = 0. \quad (18)$$

Угол сдвига по фазе между максимальными объемами α_0 и угол α_n , соответствующий наибольшему сближению поршней, находим из условия

$$dC_w(\alpha) / d\alpha = 0. \quad (19)$$

По минимуму функции (15), которого она достигает при $\alpha = \alpha_0$, определится значение параметрического комплекса C_w^* , а по максимуму этой функции, при $\alpha = \alpha_n$ найдется условная длина штока вытеснителя H_0 , т.е. $C_w^* = C_w(\alpha)_{\min}$, $H_0 = C_w(\alpha)_{\max}$.

Если угол α_0 при синтезе механизмов считать заданным, то из условия (19) находим значение φ_0 , а решением (19) относительно α при найденном значении φ_0 получим величину α_n .

Подстановка поочередно $\alpha = \alpha_0$ и $\alpha = \alpha_n$ в выражение (15) дает возможность вычислить C_w^* и H_0 , которые связаны соотношением

$$C_w^* = H_0 - W(X_{F0} - X_{F\min}) / (1 - \nu^2). \quad (20)$$

Из этого выражения для любой из рассматриваемых схем имеем

$$W = (1 - \nu^2)(H_0 - C_w^*) / (X_{F0} - X_{F\min}). \quad (21)$$

Длина шатуна вытеснительной группы при заданном максимальном ходе вытеснителя $S_{B\max}$ с учетом (7) и (8) определяется зависимостью

$$L_B = S_{B\max} / \left[\sqrt{(1 + \lambda_B)^2 - K_B^2 \lambda_B^2} - \sqrt{(1 - \lambda_B)^2 - K_B^2 \lambda_B^2} \right], \quad (22)$$

где $S_{B\max} = X_{F0} - X_{F\min}$.

Для остальных линейных размеров формулы, справедливые для всех рассматриваемых схем, имеют вид:

$$R_B = \lambda_B L_B, \quad e_B = K_B R_B, \quad e_P = e_B / a_e, \quad L_P = a_L L_B, \quad R = \lambda_P L_P. \quad (23)$$

Относительные линейные параметры λ_B , λ_P , K_B , K_P зависят от величин a_L , a_R , a_e , a_{LP} , a_{LB} , γ , γ_P , γ_B , α_0 и угла давления $\beta_{\max}$, определяемого из двух возможных значений для вытеснительной и рабочей групп.

Запишем выражения максимальных значений этих углов для схемы на рис. I, а

$$\sin \beta_{B\max} = \lambda_B (K_B + 1), \quad (24)$$

$$\sin \beta_{P\max} = \lambda_P (K_P + 1); \quad (25)$$

для схемы на рис. I, б

$$\sin \beta_{P\max} = \left(\frac{1}{a_e} - 1 \right) \frac{K_B \lambda_B}{a_L} + \frac{a_{LB}}{a_L} \sin(\beta_{B\max} + \gamma_B) \quad (26)$$

и равенство (24);
для схемы на рис. I, в

$$\sin \beta_{\max} = \left(1 - \frac{1}{a_e}\right) k_b \lambda_b + a_L a_{Lp} \sin(\beta_{p\max} + \gamma_p) \quad (27)$$

и равенство (25).

Чтобы установить для схем, какой из групп (рабочей или вытеснительной) будет определяться максимальный угол давления, функции $F(W, \lambda_b, a_L, a_p)$, $F(W, \lambda_b, a_k, a_e)$, $F(W, \lambda_b, a_L, a_e)$, $F(W, \lambda_b, a_e, a_{Lb})$, $F(W, \lambda_b, a_e, a_{Lp})$, характеризующие области существования механизмов трех структурных модификаций с геометрической точки зрения представим как функции, описываемые в четырехмерном пространстве. Представление этого пространства, в свою очередь, осуществляется рассмотрением его сечений двумя плоскостями, каждая из которых будет характеризовать два относительных параметра. Это приводит к исследованию двумерного пространства.

С учетом результатов этого анализа, решением уравнений (17), (24), (25); (17), (24), (26); (18), (25), (27) определены все относительные параметры схем механизмов, соответственно приведенных на рис. I, а - I, в.

Найдены области существования механизмов на плоскости W, λ_b . Эти области детализированы линиями равных значений максимальных углов давления $\beta_{\max} = \text{idem}$ и углов сдвига по фазе между максимальными объемами холодной и горячей полостей $\alpha_o = \text{idem}$. Одна из границ области существования ромбических механизмов определяется условием сборки кинематической цепи, когда угол давления $\beta_{\max} = 90^\circ$, вторая - условием, исключающим появление непригодных для использования механизмов, у которых объем холодной полости дважды за цикл принимает минимальное значение.

Прикладная ценность детализированных областей существования механизмов состоит в том, что они дают представление о влиянии имеющихся и вновь вводимых относительных параметров на основные параметры конструкции двигателя W и α_o , и по ним можно судить о габаритах ромбического механизма при некоторых определенных величинах хода вытеснительного поршня и диаметра цилиндра.

В заключение главы сделаны выводы.

В четвертой главе рассматривается уравнивание асимметричных механизмов ромбического привода с развитым кривошипом и развитым шатуном вытеснительной группы. Из условия симметрии этой схемы относительно оси движения поршней следует, что сумма инерционных сил в направлении, перпендикулярном этой оси, и сумма

инерционных моментов от этих сил равны нулю.

Таким образом, для полного уравнивания рассматриваемых механизмов необходимо и достаточно, чтобы сумма инерционных сил в направлении оси движения поршней была равна нулю.

Поскольку рассматриваются только силы, то для уравнивания применен метод замещающих масс: все движущиеся массы приведены к определенному количеству точек, координаты которых получены методом проецирования векторных контуров. Двойным дифференцированием координат точек по времени получены проекции ускорений и уравнения сил инерции в направлении оси движения поршней.

Из равенства суммы этих сил нулю получены следующие условия:

для механизма привода с развитым шатуном вытеснительной группы

$$m_F = m_C - a_{BD} \lambda_B \cos \psi (m_D + 2m_C), \quad (28)$$

$$a_L = \sqrt{1 - 2a_{BD} \lambda_B \cos \psi + a_{BD}^2 \lambda_B^2}, \quad (29)$$

$$a_e = 1 \quad \text{или} \quad e_B = e_P, \quad (30)$$

$$m_{n1} = \frac{\sqrt{[m_B + m_D + (1 + a_{BD} \lambda_B \sin \psi) m_C + m_F + a_{AS1} m_1]^2 + [(m_D + m_C) a_{BD} \lambda_B \sin \psi]^2}}{a_{AN1}}, \quad (31)$$

$$\varphi_{3M} = \gamma - \alpha \operatorname{arctg} \frac{a_{BD} \lambda_B (m_D + m_C) \sin \psi}{m_B + m_D + (1 + a_{BD} \lambda_B \sin \psi) m_C + m_F + a_{AS1} m_1}, \quad (32)$$

где m_B, m_C, m_D, m_F — точечные массы; m_1 — масса звена I; $a_{BD} = l_{BD}/R$, $\psi = \angle FBD$ (рис. 1, б); $a_{AS1} = l_{AS1}/R$, $a_{AN1} = l_{AN1}/R$; m_{n1} — масса противовеса, φ_{3M} — угловая координата массы противовеса;

для механизма привода с развитым кривошипом

$$\frac{a_R}{a_e} = \frac{1}{\cos \gamma}, \quad \gamma = 0, \quad a_L a_R = 1, \quad (33)$$

$$m'_C = a_R m_F, \quad (34)$$

$$m_{n1} = \frac{\sqrt{(m_B + a_R m'_D + m_C + a_R m'_F + a_{AS1} m_1 \cos \varphi_{s1})^2 + (a_{AS1} m_1 \sin \varphi_{s1})^2}}{a_{AN1}}, \quad (35)$$

$$\varphi_{\text{сн1}} = \pi + \alpha \text{ctg} \frac{a_{\text{As1}} m_1 \sin \varphi_{\text{сн1}}}{m_B + a_R m_D + m_C + a_R m_F + a_{\text{As1}} m_1 \cos \varphi_{\text{сн1}}} \quad (36)$$

З а к л ю ч е н и е

В данной работе исследованы асимметричные ромбические механизмы привода ДВПТ трех структурных модификаций – с развитым кривошипом, развитым шатуном вытеснительной группы и развитым шатуном рабочей группы.

Выполнены следующие этапы исследования:

- из указанных трех модификаций, как частные случаи, получены 40 различных вариантов схем механизмов ромбических приводов, из них одна схема двухпараметрическая, восемь – трехпараметрических, шестнадцать – четырехпараметрических, двенадцать – пятипараметрических и три шестипараметрические (обобщенные) схемы;

- подробно рассмотрен кинематический анализ трех обобщенных схем с использованием метода В.А.Зиновьева;

- разработана методика определения важного критерия работоспособности механизма – максимального угла давления из двух возможных значений для рабочей и вытеснительной групп механизма;

- выполнен геометрический синтез трех- и четырехпараметрических ромбических механизмов по основным параметрам конструкции двигателя – отношению максимальных объемов холодной и горячей полостей и угла сдвига по фазе между этими объемами – и допустимому углу давления;

- найдены области существования этих механизмов при некоторых сочетаниях численных значений параметров асимметрии ($Q_L = 0,8 \dots 1,2$; $Q_R = 0,8 \dots 1,2$; $Q_B = 0,8 \dots 1,2$; $Q_{LB} = 0,8 \dots 1,2$; $\gamma = -10^\circ \dots +10^\circ$; $\gamma_B = -10^\circ \dots +10^\circ$; $\gamma_P = -10^\circ \dots +10^\circ$);

- выявлено влияние направления изменения численных значений этих параметров на возрастание верхнего предела отношения максимальных объемов горячей и холодной полостей, что имеет существенное значение при термодинамическом расчете ДВПТ;

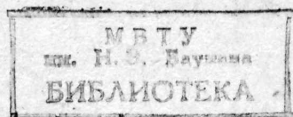
- получены условия, необходимые для полного уравнивания ромбических механизмов, и уравнения для положений противовесов и их масс;

- установлено влияние признаков асимметрии на неуравновешенность приводного механизма;

- выявлена целесообразная с точки зрения уравнивания степень усложнения схемы привода за счет его геометрии.

Основные результаты диссертации отражены в работах:

1. Ахтямов А.М., Сергеев П.В., Бирюков В.И. Синтез асимметричных пятипараметрических ромбических механизмов. - Изв. вузов. Машиностроение, 1980, № 7, с.51-55.
2. Бирюков В.И., Сергеев П.В. Синтез трехпараметрических механизмов ромбического привода двигателя Стирлинга. - Изв.вузов. Машиностроение, 1975, № II, с.70-76.
3. Бирюков В.И., Сергеев П.В. Синтез четырехпараметрических механизмов ромбического привода двигателя Стирлинга. - В кн.: Всесоюзное совещание по методам расчета механизмов машин-автоматов: Тез.докл., Львов, 1976, с.69-70.
4. Бирюков В.И., Сергеев П.В. Систематика механизмов ромбических приводов двигателя Стирлинга. - Конструирование и пр-во трансп.машин, Харьков, 1976, вып.8, с.94-97.
5. Бирюков В.И., Сергеев П.В. Синтез трехпараметрических механизмов ромбического привода двигателя Стирлинга с развитым шатуном вытеснительной группы. - Конструирование и пр-во трансп. машин, Харьков, 1977, вып.9, с.109-115.
6. Бирюков В.И., Лукичев Д.М., Сергеев П.В. Синтез механизмов привода двигателя Стирлинга. - Изв.вузов. Машиностроение, 1979, № 3, с.39-44.
7. Бирюков В.И., Сергеев П.В. Уравновешивание ромбических механизмов. - В кн.: Всесоюзное совещание по методам расчета механизмов машин-автоматов: Тез.докл., Львов, 1979, с.75-76.
8. Бирюков В.И., Лукичев Д.М., Сергеев П.В. Геометро-кинематический синтез ромбических механизмов привода двигателя Стирлинга с развитым кривошипом. - Конструирование и пр-во трансп. машин, Харьков, 1979, вып.№ II, с.113-116.
9. Бирюков В.И., Лукичев Д.М., Сергеев П.В. Геометро-кинематический синтез механизма привода двигателя Стирлинга по четырем параметрам. - Двигатели внутреннего сгорания, Харьков, 1980, вып.№ 31, с.126-130.
10. Бирюков В.И. Уравновешивание ромбических механизмов привода ДВПГ. - В кн.: Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всесоюз. научно-техн.конф., М., 1980, с.90.



Л - 86865 от 17/XII-81 г. Обьем I п.л. Зак.1614. Тир. 100

Типография МВТУ им.Баумана