

ров на работу межосевого привода и нагруженность всего силового привода полноприводного трактора.

Л и т е р а т у р а

1.Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости колесного трактора 4x4 класса 20 кН. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып.10. 2. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып.7. 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. канд. дис. - Минск, 1977.

УДК 621.431.73.001.24:531.316

Б.Е.Железко

ФОРМУЛЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ V -ОБРАЗНЫХ ПОРШНЕВЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УГЛОМ МЕЖДУ РЯДАМИ $\pi/2$

V -образные поршневые двигатели с углом развала блоков $\pi/2$ широко применяются на автомобилях и тракторах. Их базовой конструкцией является восьмицилиндровый V - образный двигатель. Он обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах при четырехтактном цикле. Такие двигатели в 1977 г. устанавливались на 38% большегрузных автомобилей в США. В последние годы моторные заводы выпускают для автомобилей шести-, десяти- и двенадцатицилиндровые варианты V -образных двигателей с углом между рядами $\pi/2$, имеющие одинаковую размерность цилиндров с основной восьмицилиндровой моделью.

Создание семейства V -образных двигателей с одинаковым углом между рядами и различным числом цилиндров требует тщательного анализа уравновешенности их от сил инерции. В связи с этим предлагаются следующие формулы анализа уравновешенности поршневых V -образных двигателей с углом

между рядами $\pi/2$ и с произвольным числом цилиндров [1]. Анализ уравновешенности двигателей по этим формулам сводится к определению величин главных векторов соответствующих сил инерции и их направлений, а также главных моментов от этих сил и плоскостей их действия по проекциям векторов результирующих сил (моментов) на оси прямоугольных координат (рис. 1).

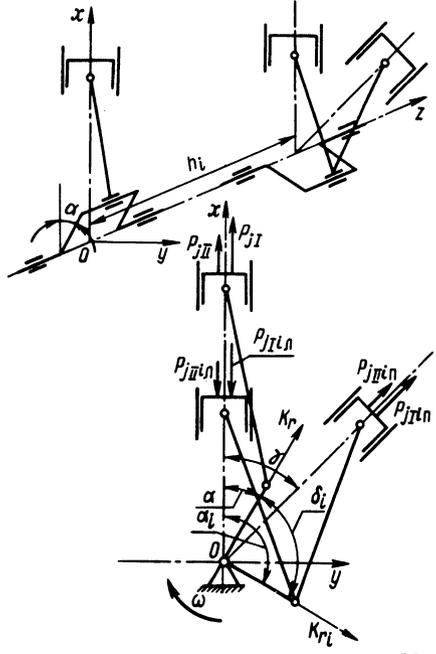


Рис. 1. Конструктивная схема V-образного поршневого двигателя.

Проекция на ось OX (ось первого цилиндра левого ряда) результирующей силы инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI}(x) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \pi \cos(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY (на направление, перпендикулярное плоскости осей цилиндров левого ряда) результирующей силы инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI}(y) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \pi \sin(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая сила инерции первого порядка

$$\Sigma P_{jI} = \sqrt{[\Sigma P_{jI}(x)]^2 + [\Sigma P_{jI}(y)]^2}.$$

Проекция на ось OX результирующей силы инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY результирующей силы инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII}(y) = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^{n_{II}} \cos 2(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma P_{jII} = \sqrt{[\Sigma P_{jII}(x)]^2 + [\Sigma P_{jII}(y)]^2}.$$

Проекция на ось OX результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r(x) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Проекция на ось OY результирующей центробежной силы

$$\Sigma K_r(y) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Результирующая центробежная сила

$$\Sigma K_r = \sqrt{[\Sigma K_r(x)]^2 + [\Sigma K_r(y)]^2}.$$

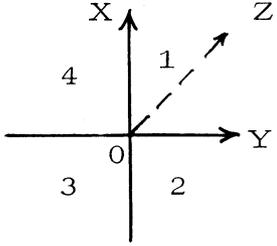
Векторы результирующих сил инерции всегда находятся в плоскости, параллельной плоскости XOY, поскольку их проекции на ось OZ равны нулю. Расположение векторов в этой плоскости определяется направляющими косинусами относительно осей OX и OY. Сначала вычисляются острые углы между линиями действия результирующих векторов и осью OX по следующим формулам:

$$\cos \varphi_{I \text{ отн}} = \frac{|\Sigma P_{jI}(x)|}{\Sigma P_{jI}};$$

$$\cos \varphi_{II \text{ отн}} = \frac{|\Sigma P_{jII}(x)|}{\Sigma P_{jII}};$$

$$\cos \varphi_{\text{ротн}} = \frac{|\Sigma k_r(x)|}{\Sigma k_r}$$

Затем определяются квадранты, в которых располагаются векторы результирующих сил инерции по знакам их проекций на оси OX и OY . Для принятой ориентации координатной системы, когда ось OZ направлена вдоль оси коленчатого вала от его носка к маховику (рис. 1), квадранта расположения векторов результирующих сил инерции по знакам их проекций определяются с помощью следующей таблицы.

	Квадрант расположения вектора	Знаки проекций векторов на оси	
		OX	OY
1	1	+	+
2	2	-	+
3	3	-	-
4	4	+	-

Для найденного квадранта абсолютный угол опережения оси OX соответствующим вектором результирующей силы инерции находится по одному из выражений: 1-й квадрант - $\varphi = \varphi_{\text{отн}}$; 2-й - $\varphi = 180^\circ - \varphi_{\text{отн}}$; 3-й - $\varphi = 180^\circ + \varphi_{\text{отн}}$; 4-й - $\varphi = 360^\circ - \varphi_{\text{отн}}$.

Аналогичным способом определяются величины (модули векторов) моментов соответствующих сил инерции, направления и плоскости их действия относительно плоскости XOZ с помощью проекций векторов моментов на координатные оси.

Суммарный момент всех сил инерции первого порядка относительно оси OX , представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента сил инерции первого порядка для всего двигателя

$$\Sigma M_{jI}(x) = -mjR\omega^2 \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} h_{i\text{п}} \sin(\alpha + \delta_i).$$

Суммарный момент всех сил инерции первого порядка относительно оси OY , представляющий собой проекцию на эту ось вектора результирующего момента сил инерции первого порядка всего двигателя

$$\Sigma M_{jI}(y) = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos(\alpha + \delta_i).$$

Величина результирующего момента сил инерции первого порядка, т.е. модуль вектора главного момента этих сил, определяется как геометрическая сумма его проекций на координатные оси по формуле

$$\Sigma M_{jI} = \sqrt{[\Sigma M_{jI}(x)]^2 + [\Sigma M_{jI}(y)]^2}.$$

Аналогичные формулы для определения величин момента от сил инерции второго порядка и момента от центробежных сил следующие:

$$\Sigma M_{jII}(x) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos 2(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_{jII}(y) = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n h_{i\pi} \cos 2(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_{jII} = \sqrt{[\Sigma M_{jII}(x)]^2 + [\Sigma M_{jII}(y)]^2};$$

$$\Sigma M_r(x) = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \sin(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_r(y) = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^{n_{кр}} h_i \cos(\alpha + \delta_i);$$

$$\Sigma M_r = \sqrt{[\Sigma M_r(x)]^2 + [\Sigma M_r(y)]^2}.$$

Формулы и порядок определения абсолютных углов опережения плоскости XOZ (или оси OX) векторами соответствующих результирующих моментов (с помощью их проекций на координатные оси и таблицы знаков) такие же, как и для нахождения направления векторов результирующих сил инерции. Плоскости действия результирующих моментов, проходящие через ось OZ , перпендикулярны направлению векторов этих моментов.

Анализируя уравновешенность двигателей по изложенным формулам, следует помнить, что главный вектор (результатирующая) какой-либо системы сил не зависит, а главный (результатирующий) момент той же системы сил зависит от выбора точки приведения, т.е. от выбора начала координат. В связи с этим наличие не равных нулю результирующих моментов каких-либо сил инерции при не равных нулю результирующих силах того же порядка еще не свидетельствует о неуравновешенности моментов. Если результирующая системы сил инерции какого-либо порядка равна нулю, а результирующий момент тех же сил не равен нулю, то рассматриваемая система сил приводится к паре. Если же и результирующая сила и результирующий момент системы сил инерции не равны нулю, то необходимо проверить, не приводится ли рассматриваемая система сил только к равнодействующей (результатирующей) силе. Условием приведения системы сил только к равнодействующей, по которому и производится проверка, является

$$\sum_x P \sum M_x + \sum_y P \sum M_y = 0,$$

где $\sum_x P$; $\sum_y P$ - проекции вектора результирующей силы инерции рассматриваемого порядка или типа на оси координат; $\sum_x M_x$; $\sum_y M_y$ - проекции вектора результирующего момента тех же сил инерции на соответствующие координатные оси.

Обозначения величин, входящих в формулы

R - радиус кривошипа коленчатого вала;

λ - безразмерный параметр кривошипно-шатунного механизма (к. ш. м.);

ω - угловая скорость коленчатого вала;

α - угол поворота коленчатого вала (отсчитывается по первому кривошипу);

δ_i - угол расположения i -го кривошипа относительно первого, отсчитывается в направлении вращения коленчатого вала;

γ - угол между рядами цилиндров (угол развала);

m_j - масса к. ш. м., совершающая возвратно-поступательное движение;

m_r - неуравновешенная масса к. ш. м., совершающая вращательное движение;

n_l - число цилиндров левого ряда;

$n_{\text{п}}$ - число цилиндров правого ряда (так как обычно в двигателях $n_{\text{л}} = n_{\text{п}}$ можно заменить $n_{\text{л}}$ и $n_{\text{п}}$ на $n_{\text{ц}}$ - число цилиндров в одном ряду);

$n_{\text{кр}}$ - число кривошипов на коленчатом валу;

$h_{\text{ил}}$ - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат (от оси первого цилиндра левого ряда) до оси i -го цилиндра левого ряда;

$h_{\text{ип}}$ - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до оси i -го цилиндра правого ряда $h_{\text{ип}} = h_{\text{ил}} + b$, где b - смещение рядов цилиндров;

h_i - расстояние вдоль оси коленчатого вала от начала координат до i -го кривошипа.

Л и т е р а т у р а

1. Железко Б.Е., Тарасик В.П. Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей. - Минск, 1976.

УДК 621.432 - 224.762.445 (088.8)

В.А.Рожанский, С.П.Кравчук, И.И.Гордейчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОЖИДКОСТНОГО СТЫКА ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При современной тенденции форсирования двигателей с одновременным снижением его веса детали, образующие газо-жидкостный стык, во время работы подвергаются значительным перемещениям. Полагают, что относительные перемещения служат основной причиной, вызывающей постепенное нарушение уплотнения и сокращение срока службы прокладки [1]. Эти перемещения носят сложный, в ряде случаев локальный характер и не всегда поддаются измерениям. Из-за конструктивных особенностей двигателя измерению доступны обычно не очень характерные участки уплотнения. Однако и эта информация позволяет более полно представить происходящие в стыке процессы, что может существенно помочь в разработке мероприятий по повышению работоспособности газо-жидкостного стыка.

Перемещение деталей определялось на двигателе Д-240 в стендовых условиях. Температурный режим двигателя, кроме определения квазистатических перемещений, поддерживался по-