

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ДВИГАТЕЛЯ С УЧЁТОМ НЕРАВНОМЕРНОГО ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Ю. П. ЧИЖКОВ

Кафедра Автомобилей Будапештского Технического Университета
(Поступило: 10 апреля 1975 г.)

Представлено: проф, др. З. Леван

Работа была написана доц. Ю. П. Чижковым при своей стажировке на Кафедре Автомобилей БТУ.

Режим пуска двигателя внутреннего сгорания отличается от рабочих режимов малой частотой вращения коленчатого вала и низкой температурой деталей двигателя и воздуха, поступающего в цилиндры. Динамика пускового процесса и протекание рабочего цикла определяются как конструкцией двигателя так и типом пускового устройства.

Удобство дистанционного управления, быстрота и достаточная надёжность пуска способствовали широкому распространению на автомобильных и тракторных двигателях электростартерных пусковых систем. В качестве стартеров обычно используются электродвигатели постоянного тока последовательного и смешанного возбуждения с мягкими механическими характеристиками, отличающимися значительным изменением частоты вращения с изменением момента. В то же время, моменты сил трения и давления газов, оказывающие сопротивление движению электропривода при пуске двигателя, зависят от положения поршней в цилиндрах и являются периодическими функциями угла поворота коленчатого вала с периодом изменения для четырёхтактных двигателей

$$\Theta = \frac{4\pi}{z}, \quad (1)$$

где z —число цилиндров двигателя.

Колебания момента сопротивления вызывают соответствующее изменение вращающего момента M стартера и частоты вращения ω (рис. 1), поэтому процесс электростартерного пуска двигателя даже при установившемся прокручивании коленчатого вала является переходным режимом работы электропривода.

Пуск двигателя от электрического стартера проходит три стадии. На первой стадии коленчатый вал разгоняется до частоты вращения, соответствующей установившемуся режиму прокручивания. Для второй стадии характерно относительное постоянство средней частоты вращения и равенство

средних значений движущего момента и момента сопротивления. После первого воспламенения в одном из цилиндров начинается третья стадия, в течение которой частота вращения возрастает и двигатель переходит на устойчивый режим самостоятельной работы.

Пусковое устройство должно сообщить коленчатому валу двигателя начальную частоту вращения, при которой создаются благоприятные условия для начала и развития процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания рабочей смеси. Минимальная пусковая частота вращения во второй

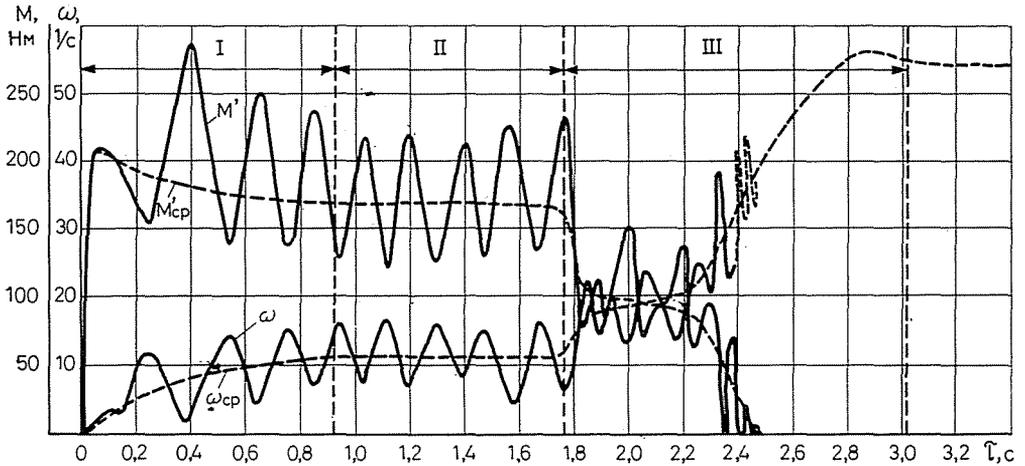


Рис. 1. Диаграмма пуска шестицилиндрового тракторного дизеля

стадии, когда пуск можно осуществить в пределах заданного периода времени, и соответствующий ей средний момент сопротивления являются исходными данными для расчёта мощности пусковой системы.

Обычно при оценке пусковых качеств двигателя и его пусковой системы особенности динамики прокручивания коленчатого вала от электрического стартера не принимаются во внимание. В данной статье аналитически доказана необходимость учёта характерной для режима электростартерного пуска высокой степени неравномерности вращения коленчатого вала при определении параметров электропусковых систем автомобильных и тракторных двигателей.

Известное уравнение механического равновесия для системы стартер-двигатель можно записать в виде:

$$M' - M_c = (I_{дв} + i^2 I) \frac{d\omega}{d\tau}, \quad (2)$$

где $M' = M i \eta_{пер}$ — вращающий момент стартера, приведённый к коленчатому валу двигателя с учётом передаточного отношения i и к. п. д. $\eta_{пер}$

передачи: $M_c = M_T - M_2$ —момент сопротивления; M_T —момент сил трения в кинематических парах; M_2 —момент сил давления газов с учётом перекрытия тактов сжатия и расширения в отдельных цилиндрах; $I_{\partial\partial}$ —приведённый момент инерции всех вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя; I —момент инерции стартера относительно оси якоря; $\omega = \frac{\omega'}{i}$

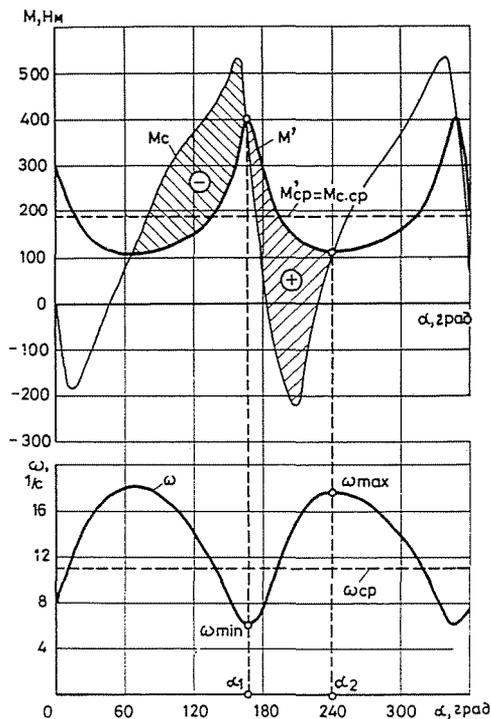


Рис. 2. Изменение момента сопротивления, приведённого вращающего момента стартера и частоты вращения коленчатого вала в режиме установившегося прокручивания при пуске четырёхцилиндрового дизеля

— частота вращения коленчатого вала; ω' —частота вращения якоря стартера; τ — время.

Динамический момент как по знаку, так и по величине определяется разностью между приведённым вращающим моментом стартера и моментом сопротивления. Когда вращающий момент стартера превышает момент сопротивления, частота вращения возрастает (рис. 2). При этом избыточная энергия аккумулируется в движущихся массах. Если вращающий момент меньше момента сопротивления, движение замедляется и движущиеся массы отдают часть своей энергии коленчатому валу.

Степень изменения частоты вращения в режиме установившегося прокручивания оценивается коэффициентом неравномерности

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}, \quad (3)$$

где ω_{\max} и ω_{\min} — соответственно максимальное и минимальное значения частоты вращения за полный период T изменения функции $\omega(\tau)$; ω_{cp} — средняя частота вращения, определяемая для четырёхтактных двигателей по формуле:

$$\omega_{cp} = \frac{\Theta}{T} = \frac{4\pi}{zT}. \quad (4)$$

С достаточной для практики точностью принимают

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (5)$$

Представляя уравнение (2) в виде:

$$(M' - M_c) dx = (I_{\delta\delta} + i^2 I) \omega d\omega \quad (6)$$

и интегрируя в пределах угла поворота коленчатого вала от α_1 до α_2 (рис. 2), за который частота вращения увеличивается от минимального до максимального значения, получим выражение для избыточной работы вращающего момента:

$$\begin{aligned} L &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M' - M_c) dx = (I_{\delta\delta} + i^2 I) \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \omega d\omega = (I_{\delta\delta} + i^2 I) \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \\ &= (I_{\delta\delta} + i^2 I) \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} (\omega_{\max} - \omega_{\min}) = (I_{\delta\delta} + i^2 I) \delta \omega_{cp}^2. \end{aligned} \quad (7)$$

За полный цикл избыточная работа вращающего момента равна избыточной работе момента сопротивления, так как согласно условию установившегося режима прокручивания средний вращающий момент стартера равен среднему моменту сопротивления.

Из уравнения (7)

$$\delta = \frac{L}{(I_{\delta\delta} + i^2 I) \omega_{cp}^2} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M' - M_c) dx}{(I_{\delta\delta} + i^2 I) \omega_{cp}^2}. \quad (8)$$

Коэффициент неравномерности при заданной частоте вращения и известном приведённом моменте инерции системы стартер-двигатель определяется только величиной избыточной работы вращающего момента, которая зависит от характера изменения действующих моментов. Испытания ряда дизелей показали, что неравномерность моментов сопротивления в диапазоне пусковых частот вращения от 5 до 25 1/с в 2—15 раз больше неравномерности вращающего момента стартера. Большая неравномерность момента сопротивления в основном вызвана резким изменением по углу поворота результирующего момента газовых сил. В связи с малой неравномерностью вращающий момент стартера и момент сил трения для упрощения можно принять постоянными и равными своим средним значениям. Исходя из условия установившегося режима прокручивания,

$$M'_{cp} = M_{c.cp} = M_{m.cp} - M_{z.cp} . \quad (9)$$

Тогда уравнение (7) преобразуется к виду:

$$\begin{aligned} L &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M' - M_z) dz = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M' - M_t) + M_z dz = \\ &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M'_{cp} - M_{m.cp} + M_z - M_{z.cp} + M_{z.cp}) dz = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_z - M_{z.cp}) dz . \quad (10) \end{aligned}$$

Следовательно, с учётом принятых допущений величина L определяется только характером изменения момента газовых сил относительно своего среднего значения. Кривую результирующего момента газовых сил $M_z(\alpha)$ многоцилиндрового двигателя можно построить путём графического суммирования кривых моментов сил давления газов в отдельных цилиндрах:

$$M_z = \sum_{k=1}^{k=z} (M_z)_k , \quad (11)$$

где k -порядковый номер цилиндра; z —число цилиндров.

Средний момент газовых сил равен сумме средних моментов, определяемых потерями тепла и рабочего заряда в отдельных цилиндрах:

$$M_{z.cp} = \sum_{k=1}^{k=z} (M_{z.cp})_k . \quad (12)$$

Учитывая (11) и (12), уравнение (10) перепишем в виде:

$$L = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_z - M_{z.c.p}) d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \left[\sum_{k=1}^{k=z} (M_z)_k - \sum_{k=1}^{k=z} (M_{z.c.p})_k \right] d\alpha = \\ = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} [(M_z)_1 - (M_{z.c.p})_1 + (M_z)_2 - (M_{z.c.p})_2 + \dots + (M_z)_k - (M_{z.c.p})_k] d\alpha. \quad (13)$$

Принимая линию среднего момента газовых сил за ось абсцисс, реальный цикл сжатия и расширения в каждом цилиндре можно заменить условным с действующим моментом $(M_z)_k = (M_z)_k - (M_{z.c.p})_k$, в котором работы сжатия и расширения равны избыточной работе вращающего момента. Считая степени сжатия и расширения равными геометрической степени сжатия ε , при равенстве работ имеем условный цикл, в котором процессы сжатия и расширения протекают с одинаковыми средними показателями политропы m . Тогда моменты сил давления газов при сжатии $M_{z.c}$ и расширении $M_{z.p}$ можно рассчитать по формуле:

$$M_{z.c} = M_{z.p} = \frac{V_h p_0}{2} \times \\ \times \left\{ \left(\frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right)^m \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right]^{-m} - 1 \right\} \times \\ \times \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (14)$$

где V_h — рабочий объём цилиндра; p_0 — атмосферное давление; α — угол поворота коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Избыточную работу вращающего момента при прокручивании многоцилиндрового двигателя можно представить в виде алгебраической суммы работ сжатия и расширения в отдельных цилиндрах в интервале угла поворота от 0 до $\frac{\Theta}{2} = \frac{2\pi}{z}$ (за начало отсчёта принимаем положение коленчатого вала, при котором $\sum_{k=1}^{k=z} (M_z)_k = 0$:

$$L = \int_0^{\Theta/2} \left[\sum_{k=1}^{k=z} (M_z)_k \right] d\alpha = \sum_{k=1}^{k=z} \int_0^{\Theta/2} (M_z)_k d\alpha. \quad (15)$$

Суммируя работы сжатия и расширения в соответствующих цилиндрах, получаем формулы для расчёта избыточной работы вращающего момента при пуске двигателей с различным числом цилиндров (индексы при обозначении L соответствуют числу цилиндров двигателя):

$$L_{1,2} = V_h P_0 \sigma_{1,2} = \frac{V_h P_0 \varepsilon}{(\varepsilon - 1)(m - 1)} (\varepsilon^{m-1} - 1) - 1; \quad (16)$$

$$L_3 = V_h P_0 \sigma_3 = \frac{V_h P_0 \varepsilon}{(\varepsilon - 1)(m - 1)} \left[\varepsilon^{m-1} + 1 - \frac{(8\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(12\varepsilon + 3\lambda\varepsilon - 3\lambda + 4)^{m-1}} \right] - \frac{V_h P_0}{2} \left(1 + \frac{3}{4} \lambda \right); \quad (17)$$

$$L_4 = V_h P_0 \sigma_4 = \frac{V_h P_0 \varepsilon}{(\varepsilon - 1)(m - 1)} \left[\varepsilon^{m-1} + 1 - \frac{(2\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(2\varepsilon + \lambda\varepsilon - \lambda + 2)^{m-1}} \right] - \frac{V_h P_0 \lambda}{2}; \quad (18)$$

$$L_6 = V_h P_0 \sigma_6 = \frac{V_h P_0 \varepsilon}{(\varepsilon - 1)(m - 1)} \left[\varepsilon^{m-1} - 1 + \frac{(8\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(12\varepsilon + 3\lambda\varepsilon - 3\lambda + 4)^{m-1}} - \frac{(8\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(4\varepsilon + 3\lambda\varepsilon - 3\lambda + 12)^{m-1}} \right]; \quad (19)$$

$$L_8 = V_h P_0 \sigma_8 = \frac{V_h P_0 \varepsilon}{(\varepsilon - 1)(m - 1)} \left[\varepsilon^{m-1} + 1 + \frac{(2\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(2\varepsilon + \lambda\varepsilon - \lambda + 2)^{m-1}} - \frac{(4\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(6,82\varepsilon + \lambda\varepsilon - \lambda + 1,18)^{m-1}} - \frac{(4\varepsilon)^{m-1} 2^m}{(1,18\varepsilon + \lambda\varepsilon - \lambda + 6,82)^{m-1}} \right]. \quad (20)$$

В общем виде:

$$L = V_h P_0 \sigma_z, \quad (21)$$

где σ_z — безразмерный коэффициент избыточной работы вращающего момента.

Коэффициент σ_z возрастает с увеличением степени сжатия, среднего показателя политропы и заметно уменьшается с увеличением числа цилиндров двигателя (рис. 3).

Подставляя (21) в уравнение (8), получаем расчётную формулу коэффициента неравномерности вращения:

$$\delta = \frac{V_h P_0 \sigma_z}{(I_{\partial\varepsilon} + i^2 I) \omega_{cP}^2}. \quad (22)$$

Расчётные зависимости и экспериментальные значения δ , полученные в результате обработки осциллограмм прокручивания двигателей по мгновен-

ным частотам вращения, приведены на рис. 4. Благодаря большему перекрытию тактов сжатия и расширения, избыточная работа вращающего момента и коэффициент δ заметно уменьшаются с увеличением числа цилиндров. Величина коэффициента δ для дизелей в диапазоне пусковых частот вращения от 5 до 25 1/с находится в пределах от 0,1 до 3,0, что в 4—150 раз больше, чем на рабочих режимах. У карбюраторных двигателей из-за меньшей геометрической степени сжатия неравномерность вращения меньше. С увеличением средней частоты вращения коленчатого вала коэффициент неравномерности вращения быстро уменьшается.

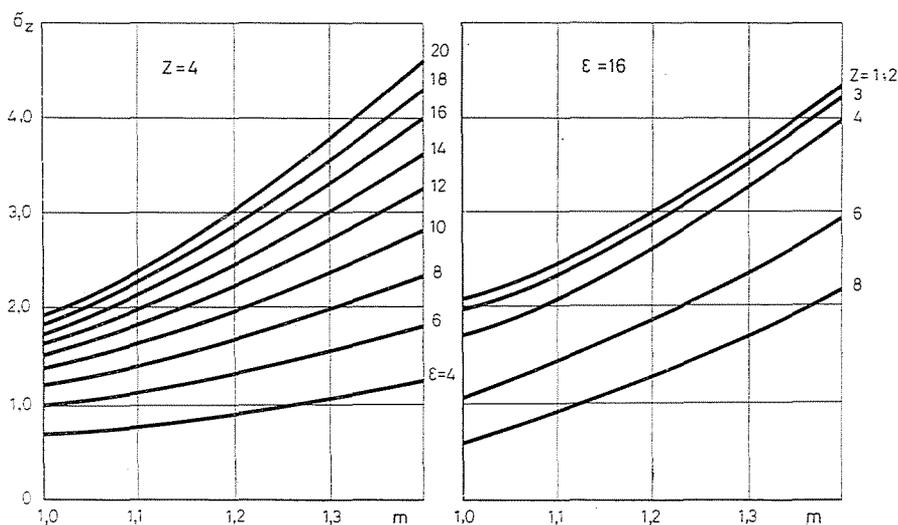


Рис. 3. Расчётные коэффициенты избыточной работы вращающего момента

Периодическое уменьшение частоты вращения коленчатого вала при электростартерном пуске связано с ростом давления в цилиндрах двигателя к концу сжатия и соответствующим увеличением момента газовых сил. Поэтому частота вращения снижается до минимума к концу сжатия в каждом из цилиндров за $5-20^\circ$ до верхней мёртвой точки (в. м. т.) (рис. 2). В условиях большой неравномерности частота вращения вблизи в. м. т. может быть намного меньше средней по времени частоты, а при средних частотах до 6 1/с у двух-, четырёх- и шестичилиндровых дизелей снижается до нуля, т. е. вполне возможна остановка коленчатого вала.

С увеличением времени нахождения поршня вблизи в. м. т. возрастают утечки рабочего заряда через неплотности и теплопередача в холодные стенки цилиндра, что приводит к уменьшению температуры и давления конца сжатия. В дизелях уменьшение частоты вращения при подходе поршня к в. м. т.

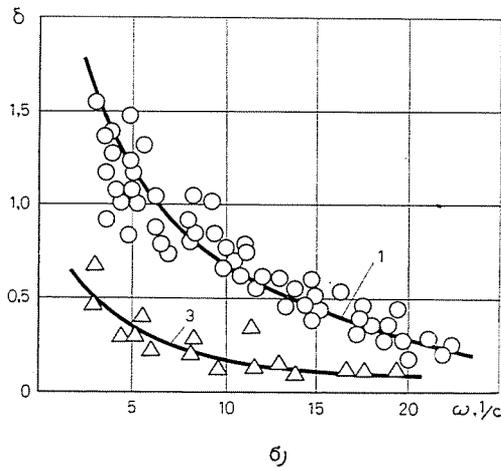
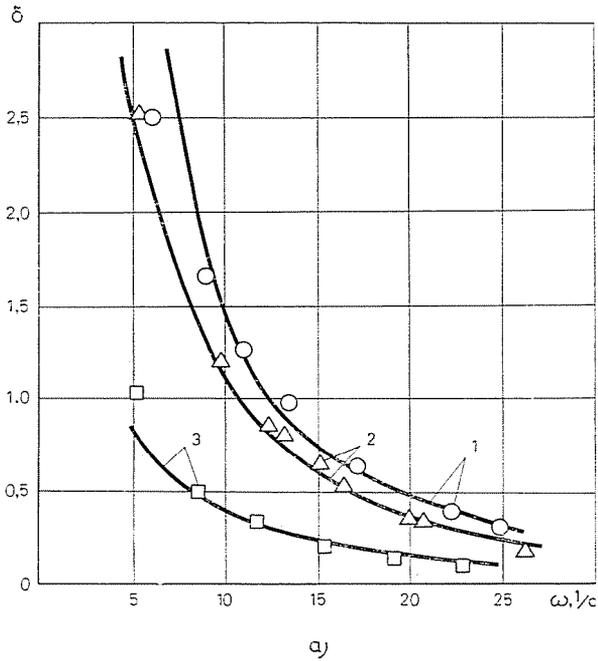


Рис. 4. Коэффициенты неравномерности вращения дизелей (а) и карбюраторных двигателей (б): 1— $z = 4$; 2— $z = 6$; 3— $z = 8$

отрицательно сказывается на распыливании топлива. Следовательно, с увеличением неравномерности вращения при той же средней частоте условия для воспламенения топлива ухудшаются и пуск двигателя затрудняется.

Вследствие пропуска и охлаждения газов, работа, затрачиваемая на сжатие рабочего заряда в цилиндре, меньше работы расширения без сгорания

топлива. Поэтому при прокручивании вала двигателя в установившемся режиме появляется составляющая среднего момента сопротивления, определяемая разностью работ сжатия и расширения, величина которой по данным обработки индикаторных диаграмм для пусковых режимов возрастает с уменьшением средней частоты и увеличением неравномерности вращения коленчатого вала.

Сопротивление, обусловленное протеканием процессов сжатия и расширения, соизмеримо с потерями на трение только при малых вязкостях моторного масла. С понижением температуры и соответствующим увеличением вязкости масляных плёнок в трущихся парах всё большая часть суммарного момента сопротивления вращению коленчатого вала приходится на долю сил трения.

Трение в основных кинематических парах двигателя при пуске происходит в условиях несовершенной смазки и носит смешанный характер с преобладанием жидкостной составляющей в подшипниках коленчатого вала при низких температурах.

Допуская жидкостный характер трения, на основе гидродинамической теории смазки для момента сил жидкостного трения в коренных подшипниках можно записать:

$$M_k = F_k \frac{d_k}{2} = \frac{S_k}{\Delta_k} \eta v_k d_k = \frac{\pi d_k^3 \Sigma l_k}{2 \Delta_k} \eta \omega, \quad (23)$$

где F_k — сила жидкостного трения в коренных подшипниках; S_k — поверхность трения; Δ_k — диаметральный зазор; v_k — скорость относительного перемещения трущихся поверхностей; η — динамическая вязкость масла; d_k — диаметр коренной шейки; Σl_k — суммарная длина вкладышей коренных подшипников.

При линейной зависимости момента от частоты его среднее значение пропорционально условной средней частоте вращения по углу поворота $\omega(\alpha)_{cp}$:

$$\begin{aligned} M_{k,cp} = M_k(\alpha)_{cp} &= \frac{1}{\Theta} \int_0^{\Theta} M_k d\alpha = \frac{\pi d_k^3 \Sigma l_k \eta}{2 \Delta_k \Theta} \int_0^{\Theta} \omega d\alpha = \\ &= \frac{\pi d_k^3 \Sigma l_k \eta}{2 \Delta_k} \omega(\alpha)_{cp}. \end{aligned} \quad (24)$$

На примере синусоидальной функции $\omega(\tau)$ (рис. 5) видно, что средняя частота вращения по углу $\omega(\alpha)_{cp}$ при неравномерном вращении больше действительной средней частоты по времени $\omega_{cp} = \omega(\tau)_{cp}$. В первом полупериоде мгновенные значения $\omega(\tau)$ меньше, а во втором больше $\omega(\tau)_{cp}$. Поэтому за первый полупериод вал поворачивается на меньший угол, чем за второй и верхняя площадь между кривой $\omega(\alpha)$ и горизонталью $\omega(\tau)_{cp}$ оказывается больше ниж-

ней. Следовательно, средняя ордината графика $\omega(\alpha)$ должна быть выше средней ординаты графика $\omega(\tau)$. Так как всякая периодическая функция представляет собой сумму синусоид, то всегда действительно условие:

$$\omega(\alpha)_{cp} > \omega(\tau)_{cp} = \omega_{cp} = \frac{4\pi}{zT}. \quad (25)$$

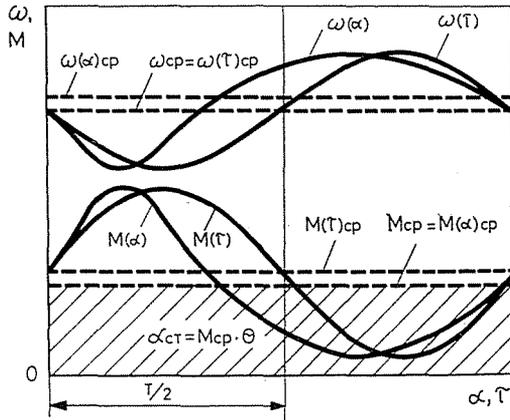


Рис. 5. Изменение частоты вращения и вращающего момента по времени и углу поворота

Обработка экспериментальных данных показала близкий к синусоидальному характер изменения частоты вращения валов двигателей относительно среднего значения при электростартерном пуске:

$$\omega = \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2} \cos \frac{z\omega_{cp}}{2} \tau \right). \quad (26)$$

Средний момент сил жидкостного трения в коренных подшипниках коленчатого вала при неравномерном вращении можно найти, разделив работу сопротивления в них на угол поворота коленчатого вала $\Theta = \frac{4\pi}{z}$, соответствующий полному периоду T изменения функции $\omega(\tau)$:

$$\begin{aligned} M_{к.ср} &= \frac{1}{\Theta} \int_0^T M_k \omega d\tau = \frac{\pi d_k^3 \Sigma l_k}{2 \Delta_k} \eta \omega_{cp}^2 \frac{1}{\Theta} \int_0^T \left(1 - \frac{\delta}{2} \cos \frac{z\omega_{cp}}{2} \tau \right)^2 d\tau = \\ &= \frac{\pi d_k^3 \Sigma l_k}{2 \Delta_k} \eta \omega_{cp} \left(1 + \frac{\delta^2}{8} \right). \end{aligned} \quad (27)$$

Последняя формула показывает влияние на средний момент сил жидкостного трения в подшипниках коленчатого вала не только средней частоты,

но и коэффициента неравномерности вращения. Оказывая существенное влияние на жидкостное трение в основных кинематических парах, неравномерность вращения должна сказаться и на величинах среднего момента сопротивления и требуемой мощности электропусковой системы.

Якорь стартерного электродвигателя при жесткой кинетической связи стартера и двигателя вращается с такой же степенью неравномерности, как и коленчатый вал. Можно показать, что при неравномерном вращении якоря развиваемая стартерным электродвигателем действующая мощность в зависимости от формы механической характеристики в рабочем диапазоне будет в той или иной степени отличаться от полной мощности, которая возможна только при равномерном вращении.

Механические характеристики стартерных электродвигателей при ненасыщенной магнитной системе представляют собой близкие к гиперболическим зависимости вращающего момента от частоты вращения. Для гиперболической функции (кривая 1 на рис. 6) вида $M = \frac{a}{\omega'}$ (a — постоянная величина) мощность $P = M \omega' = a$ постоянна, поэтому при любом характере изменения частоты вращения относительно своего среднего значения работа L_{cm} , совершаемая стартерным электродвигателем за период T и, следовательно, действующий вращающий момент остаются неизменными:

$$M_{cp} = \frac{L_{cm}}{\Theta} = \frac{1}{\Theta} \int_0^T P d\tau = \frac{aT}{\Theta} = \frac{a}{\omega'_{cp}}. \quad (28)$$

В реальных условиях низкотемпературного пуска холодных двигателей стартеры обычно работают в области насыщения магнитной системы, где механическая характеристика близка по форме к прямой вида $M = b - c\omega'$ (b и c — постоянные величины). В этом случае функции $M(\tau)$ и $M(\alpha)$ в определенном масштабе, но как-бы в зеркальном отражении, повторяют картину изменения функций $\omega(\tau)$ и $\omega(\alpha)$ (рис. 5), поэтому по аналогии легко доказать справедливость для неравномерного вращения неравенства

$$M_{cp} = M(\alpha)_{cp} < M(\tau)_{cp}. \quad (29)$$

При синусоидальном изменении функции $\omega(\tau)$ в соответствии с формулой (26) действующие значения мощности и вращающего момента заметно уменьшаются с увеличением коэффициента неравномерности вращения:

$$P_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T P d\tau = \frac{1}{T} \int_0^T (b - c\omega') \omega' d\tau = \frac{1}{T} \int_0^T \left[b - c\omega'_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2} \cos \frac{z\omega'_{cp}}{2} \tau \right) \right] \times \\ \times \omega'_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2} \cos \frac{z\omega'_{cp}}{2} \tau \right) d\tau = \left[b - c\omega'_{cp} \left(1 + \frac{\delta^2}{8} \right) \right] \omega'_{cp}; \quad (30)$$

$$M_{cp} = \frac{L_{cm}}{\Theta} = \frac{P_{cm} T}{\Theta} = \frac{P_{cp}}{\omega'_{cp}} = a - c\omega'_{cp} \left(1 + \frac{\delta^2}{8} \right). \quad (31)$$

Заданным условиям пуска при равномерном вращении в качестве механической характеристики стартерного электродвигателя должна удовлетворять всякая кривая 2 (рис. 6), проходящая через точку А между гиперболой

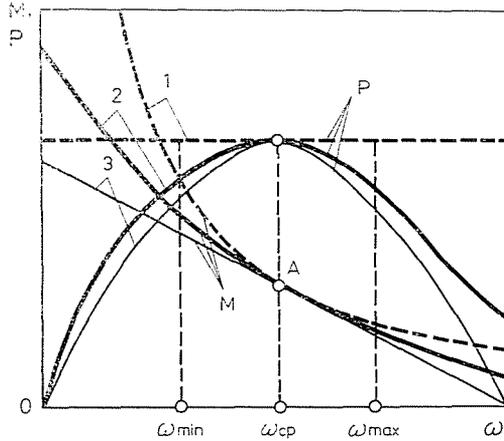


Рис. 6. Механические и мощностные характеристики электродвигателей

1 и прямой 3, поэтому влияние неравномерности вращения на действующие значения мощности и момента при той же средней частоте будет меньшим, чем при линейной зависимости, но обязательно имеет место, особенно в рабочем диапазоне, где механическая характеристика близка к прямой.

Зависимости действующих значений мощности P_{cp} и вращающего момента M_{cp} реального стартера от средней частоты вращения при различных коэффициентах неравномерности приведены на рис. 7. Используя эти зависимости, можно построить кривую изменения $(M_{cp})_{\delta}$, соответствующую экспериментальной функции $\delta(\omega_{cp})$ шестицилиндрового дизля, совмещая которую с линией приведённого к валу момента сопротивления $\frac{M_{c.cp}}{i \eta_{nep}}$, по точке пересечения находим среднюю частоту вращения якоря стартера при прокручивании коленчатого вала двигателя (78 1/с). С уменьшением коэффициента неравномерности благодаря увеличению действующего вращающего момента и одновременному уменьшению приведённого момента сопротивления, средняя частота вращения якоря (и, следовательно, частота прокручивания коленчатого вала при пуске двигателя) будет возрастать, достигая при равномерном вращении величины 98 1/с.

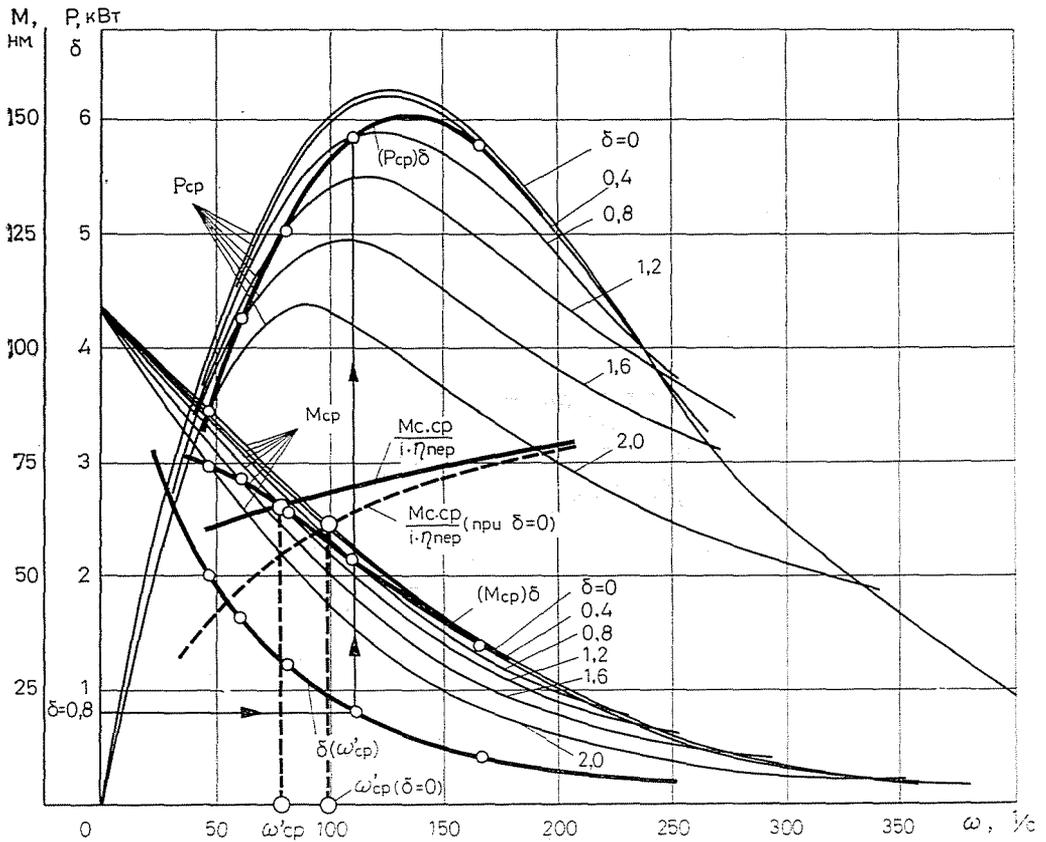


Рис. 7. Анализ работоспособности стартера на двигателе с учётом неравномерного вращения коленчатого вала

Кроме того, с уменьшением δ согласно формуле (26) растёт минимальное значение частоты вращения

$$\omega_{\min} = \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right), \quad (32)$$

что способствует улучшению пусковых характеристик двигателя вследствие уменьшения утечек рабочего заряда через неплотности и теплопередачи холодным стенкам цилиндра в конце сжатия.

Так как с уменьшением неравномерности вращения улучшаются пусковые характеристики двигателя, а действующая мощность, развиваемая стартерным электродвигателем, всё больше приближается к полной, появляется возможность обеспечения надёжного пуска двигателя в заданных условиях пусковой системой с меньшей номинальной мощностью.

Согласно результатам аналитического и экспериментального исследо-

ваний степень неравномерности вращения валов двигателей при электростартерном пуске заметно снижается с увеличением числа цилиндров. Видимо, благодаря этому удельная мощность и вес пусковых систем, отнесённые к литру рабочего объёма, значительно меньше на двигателях с большим числом цилиндров при обеспечении тех же предельных температур холодного пуска [1]. Уменьшение удельной пусковой мощности с увеличением числа цилиндров показывает возможность применения унифицированных пусковых систем на двигателях одного семейства, что подтверждается практикой использования в СССР единой пусковой системы на семействе V-образных шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых дизелей Ярославского моторного завода [2].

Основные выводы

1. Режиму электростартерного пуска автомобильных и тракторных двигателей свойственна высокая степень неравномерности вращения коленчатых валов, возрастающая с уменьшением числа цилиндров.

2. Установлена зависимость среднего момента сопротивления и действующих значений мощности и момента, развиваемых стартерным электродвигателем при пуске двигателя внутреннего сгорания, от коэффициента неравномерности вращения.

3. Общепринятый метод совмещения механических характеристик стартеров и характеристик моментов сопротивления двигателей приводит к погрешности при анализе работоспособности электропусковой системы. Предложен способ совмещения механических характеристик стартера и двигателя с учётом неравномерного вращения их валов в режиме пуска.

Резюме

Режим электростартерного пуска автомобильных и тракторных двигателей характеризуется высокой степенью неравномерности вращения коленчатого вала, что существенно отражается на протекании пусковых процессов. Предлагается формула для расчёта коэффициента неравномерности при пуске двигателей с различным числом цилиндров. Теоретически доказано влияние коэффициента неравномерности вращения на величину среднего момента сопротивления, требуемую пусковую мощность и необходимость учёта особенностей динамики прокручивания валов двигателей внутреннего сгорания от электрического стартера при уточнении расчётных и экспериментальных методов определения параметров электропусковых систем.

Литература

1. Квайт С. М., Чижков Ю. П. Электростартерный пуск двигателей внутреннего сгорания. НИИ автоприборов — НИИН автопром, М., 1971.
2. Бульканов В. А., Квайт С. М., Чижков Ю. П. Обеспечение пуска V-образного дизеля ЯМЗ-240. «Автомобилестроение», 1970, вып. 3.

Чижков Юрий Павлович доцент (кафедры «Автотракторное электрооборудование») Московского автомеханического института.

Домашний адрес: СССР, г. Москва, Ростовская набережная дом 5, кв. 82.