УДК 621.4.001:621.43.052

Р.В.Русинов, д.т.н., проф. кафедры колесных и гусеничных машин,
Г.П.Поршнев, д.т.н., проф. той же кафедры,
И.М.Герасимов, инженер, ассистент той же кафедры,
А.Г.Семенов, к.т.н., ст.н.с. той же кафедры
С.-Петербургский гос. техн. ун-т

ИНЕРЦИОННО-РЕЗОНАНСНЫЙ НАДДУВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Использование нестационарных газодинамических явлений во впускных системах двигателей внутреннего сгорания позволяет получить определенный эффект по повышению их мощности и экономичности.

К примеру, колебательный процесс столба газа (воздух—горючая смесь) во всасывающих трубопроводах способен увеличить мощность, в частности, четырехтактных двигателей, на 15—20%, а применительно к двухтактным

стадии наполнения цилиндров двигателей; в этом случае эффективность процесса дозарядки или наддува должна определяться выбором угловой фазы конца общего процесса наполнения цилиндров.

Еще одна оговорка касается вопроса влияния на частоту колебательного процесса давления не только длины, но и диаметра впускного трубопровода, о чем было сказано выше.

В самом деле, принятая выше средняя скорость движения газа во впускных трубопроводах, определяемая диаметром трубопроводов, практически не во всех расчетных случаях должна гарантировать получение наилучших результатов и несомненно, что, строго говоря, уточнение этого диаметра должно повлиять на динамические свойства впускных трубопроводов.

Данное обстоятельство, в свою очередь, затронет характеристики колебательного процесса давления в цилиндре, прежде всего, его период колебания и, следовательно, при этом нарушится баланс соответствующих частот.

Тем не менее, представляется, что и при принятых условиях ограничения диаметра впускного трубопровода заданием средней скорости потока предлагаемый метод расчета длин трубопроводов реально обеспечивает получение необходимого результата.

Связано это с относительно малым численным значением величины m_0^2 по отношению к величине k_0^2, в связи с чем на известный квадратный корень из разности этих величин, определяющий период вынужденных колебаний давления в цилиндре, первая величина существенного влияния не оказывает (согласно выполненным авторами расчетов давления в цилиндре двухтактного двигателя, квадраты указанных чисел отличаются в 16 раз).

Подобное различие объясняется необходимостью обеспечения во всех случаях достаточно малого аэродинамического сопротивления впускного трубопровода (показатель m_0) во избежание больших потерь давления и ухудшения наполнения цилиндра.

Кстати говоря, упомянутая поправка в 1/16 от величины k_0^2, в порядке первого приближения, всегда может быть учтена в любом другом расчетном случае, и даже некоторое ее несоответствие истинному значению амплитудного множителя m_0 не внесет в расчет длины трубопровода заметной погрешности.

Предлагаемый метод расчета эффективной длины впускного трубопровода для двигателя с инерционно-резонансным наддувом дает весьма хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных: для дизеля 1Ч8,5/11 (ε=17; n=1500 мин$^{-1}$, m=2; μ=0,7; η_V=0,95; α=270° п.к.в.) расчетное значение l_s=1,7 м совпадает с экспериментальными данными Рижского дизелестроительного завода; для двигателя автомашины BMW—6ЧН8/6,6 (ε=8,8, n=6000 мин$^{-1}$; m=2; μ=0,7; η_V=1,0; α=270° п.к.в.) расчетное значение l_s составляет 0,42 м при реальном 0,43 м. Хотя, как было оговорено выше, длина впускного трубопровода вовсе не является единственным показателем обеспечения форсирования поршневого двигателя при инерционно-резонансном наддуве.

В связи с последним обстоятельством, расчетному поиску оптимального диаметра впускного трубопровода поршневых двигателей будет посвящена специальная статья в одном из последующих номеров журнала «Двигателестроение».

В заключение настоящей статьи необходимо отметить, что для форсирования рассматриваемым способом многоцилиндрового двигателя подвод рабочего тела к каждому цилиндру должен быть индивидуальным, но отдельные впускные трубопроводы, естественно, могут быть собраны в единый коллектор с дроссельной заслонкой на входе (для бензиновых двигателей). При желании улучшить тяговые характеристики двигателя не только на номинальном режиме его работы, настройка трубопровода в резонанс может быть осуществлена и на режиме максимального крутящего момента.

В этом случае впускной трубопровод должен иметь устройство для «переключения» длин [1].

ЛИТЕРАТУРА

1. **Бурячко В.Р., Гук А.В.** Конструктивные особенности и работа систем впрыскивания топлива в бензиновых двигателях.—СПб.: изд-во ВАТТ, 2000, с. 29—30.

В уравнении для p особо важен член $\sqrt{k_0^2 - m_0^2}$, представляющий фактическую частоту колебаний столба газа в трубопроводе; для получения максимального эффекта инерционно-резонансного наддува этот член численно должен соответствовать частоте рабочих циклов двигателя, т.е. должен быть настроен в «резонанс».

Для двухтактных двигателей, у которых рабочий ход поршня приходится на один оборот коленчатого вала (360° п.к.в.* или 2π радиан), указанный выше квадратный корень должен соответствовать угловой частоте ω_0 вращения коленчатого вала; для четырехтактных двигателей—$0{,}5\,\omega_0$, поскольку в данном случае полный рабочий цикл составляет 720° п.к.в. или два оборота коленчатого вала.

Таким образом, для круговой частоты колебательного процесса давления в цилиндре двигателя общим будет выражение $\omega_0 = \dfrac{2\pi}{mT}$ или $\sqrt{k_0^2 - m_0^2}\cdot T = \dfrac{2\pi}{m}$, в котором T—период единичного колебания, а m—коэффициент тактности двигателя (для двухтактного m=1, для четырехтактного m=2).

В порядке уточнения полученной математической зависимости, введем в последнее равенство поправочный коэффициент ξ, тогда ($\alpha = 6nT$)

$$\xi\sqrt{k_0^2 - m_0^2}\,\frac{\alpha}{6n} = \frac{2\pi}{m} \text{ или } \sqrt{\psi k^2}\,\frac{\alpha}{6n} = \frac{2\pi}{m},$$

где $\sqrt{\psi} = \xi\sqrt{1 - \left(\dfrac{m_0}{k_0}\right)^2}$.

С учетом выражения для k_0^2 и отношения $\dfrac{l'}{f} = \dfrac{l_s}{f_s}$ (см. выше), $\sqrt{\psi\dfrac{a_{\text{ср}}^2\mu f_s}{V_a l_s}}\,\dfrac{\alpha}{6n} = \dfrac{2\pi}{m}$ или

$$l_s = 7{,}05\cdot 10^{-4}\psi\,\mu m^2\frac{a_{\text{ср}}^2}{V_a}\left(\frac{\alpha}{n}\right)^2 f_s.$$

По очевидному уравнению сплошности газового потока, сечение всасывающего трубопровода $f_s = \dfrac{V_h\eta_V n}{60m\omega_{\text{ср}}}$ (V_h—рабочий объем цилиндра, η_V—коэффициент наполнения рабочего объема цилиндра; $\omega_{\text{ср}}$—средняя фактическая скорость газа).

Таким образом, $l_s = 7{,}05\cdot 10^{-4}\psi\,\mu m\dfrac{a_{\text{ср}}^2}{V_a}\dfrac{V_h\eta_V}{60\omega_{\text{ср}}}\dfrac{\alpha^2}{n}$.

Как показывают предварительные экспериментальные и расчетные исследования, применительно к инерционно-резонансному наддуву, реальные скорости $\omega_{\text{ср}}$ потока газа во впускных трубопроводах, во избежание повышенных аэродинамических потерь и ухудшения наполнения цилиндров свежим зарядом не должны превышать 30—50 м/с.

Примем для расчета длин l_s среднюю скорость $\omega_{\text{ср}} \approx 40$ м/с.

Далее, поскольку скорость звука в газе (воздухе) $a = \sqrt{kRT}$ (k=1,4—показатель адиабаты; R=0,287 кДж/(кг·град)—газовая постоянная воздуха, $T = 273 + \Delta t$—средняя температура газа за период наддува), а примерный прирост температуры воздуха в цилиндре за счет «инерционного» сжатия, нагрева от стенок цилиндра и остаточных газов от предыдущего цикла может составить до Δt =40° С, то T=273+40=313°К.

Таким образом, $a = \sqrt{1{,}4\cdot 0{,}287\cdot 10^3\cdot 313} = 357$ м/с.

С учетом приведенных численных значений,

$$l_s = 3{,}85\cdot 10^{-2}\psi\,\mu m\frac{V_h\eta_V}{V_a}\cdot\frac{\alpha^2}{n}.$$

По определению, $V_a = V_h + V_c$ (V_c—объем камеры сгорания), а $V_a/V_c = \varepsilon$—степень сжатия рабочего тела в цилиндре, откуда $V_h/V_a = (\varepsilon - 1)/\varepsilon$.

На базе опытных данных (ЦНИИМФ), примем $\psi \approx 0{,}73$, в связи с чем окончательно

$$l_s = 2{,}8\cdot 10^{-2}\,\mu m\eta_V\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\cdot\frac{\alpha^2}{n} \text{ [м]}.$$

Для карбюраторных двигателей с достаточно большим гидравлическим сопротивлением диффузора карбюратора (скорость потока свыше 200 м/с), коэффициент потери энергии ξ_0 газового потока во впускной системе составляет 2,5—4,0, что дает коэффициент расхода (скорости) $\mu = 0{,}45 - 0{,}55$. Для двигателей с непосредственным впрыском бензина, у которых карбюратор отсутствует, и дизелей можно принимать $\mu = 0{,}65 - 0{,}70$.

Коэффициент наполнения η_V для четырехтактных двигателей вообще составляет 0,8—0,9, а для инерционно-резонансного наддува η_V= 0,9 – 1,1; продолжительность активного наполнения цилиндров двигателя α составляет 260—290° п.к.в.

Для двухтактных двигателей полный «угол» очистки-наполнения примерно составляет 120—150° п.к.в., однако в данном случае необходима оговорка, касающаяся специфичности условий наполнения цилиндров этих двигателей.

Так, в двухтактных двигателях периоду дозарядки или наддува (выпускные органы газораспределения закрыты) предшествует совместный период выпуска-продувки при одновременно открытых впускных и выпускных органах.

По данной причине «резонансная» длина всасывающего трубопровода, рассчитанная для совместного процесса, вынужденно должна быть принята и для заключительной

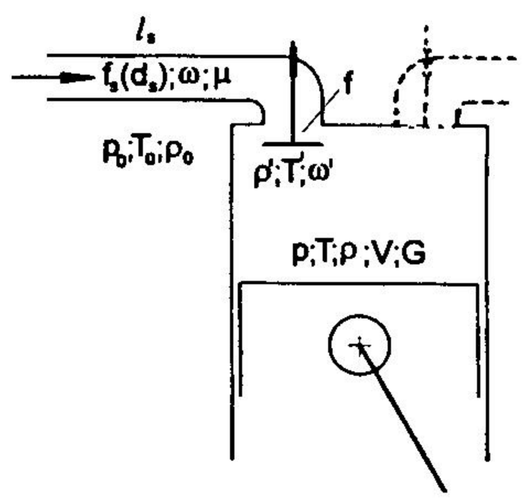
---

* поворота коленчатого вала .

двигателям при этом даже оказывается возможным осуществить их работу (на фиксированном скоростном режиме) с отключенным продувочным насосом.

Принцип инерционно-резонансного наддува основан на преобразовании запасенной во всасывающих трубопроводах кинетической энергии рабочего тела в процессе такта всасывания в энергию давления, что способствует увеличению наполнения цилиндров и мощности двигателей.

Само собой разумеется, что рациональное использование колебательных процессов и в выпускных трубопроводах могло бы дополнительно улучшить качество очистки цилиндров двигателей, а следовательно, и еще более улучшить эксплуатационные показатели силовых установок с поршневыми двигателями.



Рисунок

Схема газового тракта четырехтактного двигателя: L_s —длина всасывающего трубопровода; f_s и f_s—его сечение и диаметр; μ —коэффициент расхода всасывающей системы, включая всасывающий клапан; p_0, T_0, ρ_0 —давление, температура и плотность внешней среды; T', ρ' —температура и плотность воздуха (горючей смеси) на выходе из клапана; f—переменное проходное сечение клапана; ω —скорость газового потока; p, T, ρ —давление, температура и плотность газа в цилиндре; V—объем цилиндра; G—воздушный заряд цилиндра

Экспериментальный поиск оптимальной геометрии газодинамического тракта, обеспечивающей максимальный запас энергии, затруднен, поскольку требует больших затрат времени и материальных средств.

С другой стороны, и в расчетном плане поиск соответствующих математических зависимостей также весьма сложен хотя бы потому, что и длина и диаметр трубопроводов при инерционно-резонансном наддуве практически непосредственно влияют на сам процесс наддува.

Тем не менее, в качестве первого этапа математического решения задачи выбора рациональной геометрии газовпускного тракта двигателей, представляется целесообразной изначальная попытка поиска способа расчета и одного показателя всасывающего трубопровода—его длины.

В решении поставленной задачи в качестве исходного примем выражение для элементарного приращения весового заряда рабочего тела dG (воздух, горючая смесь) в цилиндре двигателя (см. рис.)— $dG = \mu \rho' f \omega \cdot dt$, которое, с учетом дифференциального уравнения адиабатического процесса сжатия газа, формулы для скорости звука a в газе и соотношения между массой газа и его объемом $G = \rho v$, дает

$$\frac{dp}{dt} = \frac{a^2}{V} \mu \rho' f \omega .$$

Вторая производная от этого выражения

$$\frac{d^2 p}{dt^2} = \frac{a^2}{V}(\mu \frac{d\rho'}{dt} f \omega + \mu \rho' \frac{df}{dt} \omega + \mu \rho' f \frac{d\omega}{dt}) +$$

$$+ (\frac{2da}{adt} - \frac{dV}{Vdt}) \frac{dp}{dt}$$

По дифференциальному уравнению Эйлера для одномерного потока газа, интеграл для относительно малых перепадов давлений, взятый по некоторой длине l'

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{l'}(\frac{p_0 - p}{\rho'} - \frac{\omega^2}{2}) .$$

Здесь $l' = \frac{f}{f_s} l_s$ —приведенная длина всасывающего трубопровода.

При подстановке в основное выражение для второй производной последнего равенства, а также уравнения состояния газа в дифференциальной форме и уравнения адиабатического истечения газа из трубопровода в цилиндр, после ряда преобразований и перегруппировки членов, получаем ($T = T'$)

$$\frac{d^2 p}{dt^2} + 2m_0 \frac{dp}{dt} + k_0^2 p = c_0 ,$$

где $m_0 = \frac{1}{2}(-\frac{1}{f}\frac{df}{dt} + \frac{2dV}{Vdt} - \frac{1}{T}\frac{dT}{dt} + \frac{\omega}{2l'})$;

$$k_0^2 = \frac{a_{\text{ср}}^2}{V_a}\frac{\mu f}{l'}; \; c_0 = \frac{a_{\text{ср}}^2}{V_a}\frac{\mu f}{l'} p_0$$

($a_{\text{ср}}$ —среднее значение скорости звука в газе за весь период наполнения цилиндра; V_a —полный объем цилиндра).

Применительно к рассматриваемому случаю, полученное дифференциальное уравнение описывает процесс затухающих гармонических колебаний давления в цилиндре двигателя относительно некоторого среднего давления p_0 в зависимости от ряда действующих факторов, в том числе и от длины впускного трубопровода.

При постоянных значениях коэффициентов m_0, k_0 и свободного члена c_0 (в дальнейшем в расчеты будет введен поправочный коэффициент), интеграл дифференциального уравнения второй степени

$$p = a_0 e^{-m_0 t} \sin(\sqrt{k_0^2 - m_0^2} \cdot t + b_0) + p_0 ,$$

где e—основание натуральных логарифмов; a_0 и b_0— константы интегрирования; k_0 и m_0 —коэффициенты, характеризующие частоту «свободных» колебании давления в цилиндре и интенсивность убывания амплитуды и уменьшения частоты колебаний в результате действия аэродинамических сопротивлений в системе наполнения.