

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ И АНАЛИЗА РАЗМЕРНОСТЕЙ

О.К.БЕЗЮКОВ, д-р техн. наук, профессор, *okb-nauka@yandex.ru*

О.В.АФАНАСЬЕВА, канд. техн. наук, доцент, *OVAf@rambler.ru*

Национальный минерально-сырьевый университет «Горный», Санкт-Петербург, Россия

Одним из важнейших показателей технического состояния дизелей являются уровень и характер изменения параметров вибраций, как наиболее чувствительных к различным отклонениям технического состояния от нормы.

В статье рассматриваются методы оценки вибрации двигателя, порождаемой газодинамическими и механическими факторами.

Рассмотрена возможность использования методов теории подобия и анализа размерностей при разработке новых и усовершенствований уже имеющихся методов вибродиагностирования двигателей внутреннего сгорания (ДВС), что существенно повышает информативность процесса вибродиагностирования ДВС. Полученные критерии позволяют моделировать и исследовать влияние газодинамических процессов при сгорании топлива на уровень вибрации ДВС, учитывать влияние перекладки поршня на вибрацию дизеля и зависимость виброскорости от плотности материала и проводить замеры виброскорости на поверхности блока цилиндров.

Предложенные авторами методы положены в основу методики определения вибрации дизелей, адекватной сложности указанного процесса и возможности виброметрической аппаратуры.

Ключевые слова: вибрация, критерии, теория подобия, анализ размерности, вибродиагностирование

Введение. Развитие минерально-сырьевого комплекса, в частности разведка и добыча, неразрывно связано с энергетическим обеспечением в условиях плохо развитой инфраструктуры районов. Это приводит к необходимости использования автономных энергетических систем, которыми являются дизель-генераторы.

Энергетическая доктрина России предлагает инновационный сценарий развития, в результате реализации которого Россия должна сыграть ключевую роль в мировой энергетике, а также восстановить звание сильного, независимого и новаторского государства, прежде всего в области нефтегазодобычи [4, 5].

В связи с этим заместитель директора по науке Института экономики и организации промышленного производства СО РАН член-корреспондент РАН В.И.Суслов утверждает, что, для того чтобы определить политику стимулирования инновационного развития, необходимо научиться однозначно и прозрачно измерять уровень инновационности, высокотехнологичности продукции, технологий, предприятий.

Однако эта задача может быть выполнена в полной мере только в том случае, если будет разработана методика оценки энергоэкологической эффективности, научно-технического уровня, качества и конкурентоспособности нефтегазодобывающего оборудования.

Отказоустойчивость дизель-генераторов в большинстве случаев связана с надежностью дизельного двигателя. Своевременная диагностика и ремонт существенно повышает надежность двигателей внутреннего сгорания [1, 7].

Одним из важнейших показателей технического состояния дизелей являются уровень и характер изменения параметров вибраций, как наиболее чувствительных к различным отклонениям технического состояния от нормы [3, 11].

Изменения в рабочем процессе дизелей достаточно точно отражаются на вибрационных характеристиках ДВС. Поэтому вибрация является не только источником повреждения дизелей и другого оборудования, но и средством оценки его технического состояния [1, 6].

Величина и характер вибрации двигателя зависят как от числа, величины, характера, места и способа приложения возмущающих сил, так и от свойств поршневой машины как колебательной системы [8, 10].

Известно, что основными источниками вибраций в дизелях являются цилиндропоршневая группа; процесс горения топлива; сочленения и контакты подвижных деталей; топливная аппаратура; механизм газораспределения; зубчатые передачи; система воздухоснабжения; система газовыпуска; неуравновешенность движущихся деталей; крутильные колебания [12, 14].

Для исследования вибраций дизелей можно эффективно использовать методы теории подобия и размерностей [1, 13]. Эмпирические закономерности, установленные с их помощью, позволяют абстрагироваться от излишне детализированной информации и с очень хорошей точностью воспроизводятся на опыте [9, 15].

На основании анализа системы дифференциальных уравнений и краевых условий, описывающих исследуемое явление, находятся связи между отдельными группами величин, затем они соединяются в комплексы определенного вида. Эти комплексы, являясь комбинациями величин, которые существенны для изучаемых процессов, представляют собой обобщенные переменные (критерии подобия и симплексы).

Составление конкретных выражений критериев подобия основывается на выполнении следующих правил [5].

1. Преобразовать все переменные к безразмерному виду, выбрав соответствующие масштабы (множители пересчета) или, задаваясь каким-либо характерным значением переменной, разделить каждую переменную на это ее характерное значение.

2. Разделить все уравнения на величину одного из коэффициентов уравнения, чтобы каждый его член сделать безразмерным (вторичное приведение).

Теория размерностей используется, если вывести уравнения, отражающие с достаточной полнотой исследуемое явление, не удается [5]. В этом случае исследование приходится строить на основе менее конкретных соотношений, используя результаты экспериментальных исследований. На основе этих исследований определяются величины, существенные для исследуемого процесса.

Метод анализа размерностей (теория размерностей) – математический метод определения вида формул, выражающих зависимость между физическими величинами в изучаемых явлениях, основан на рассмотрении размерностей этих величин [5, 6].

Представленные в работе исследования направлены на устранение этих пробелов, на основе более полного описания вибрационных процессов с помощью методов теории подобия и анализа размерностей.

Рассмотрим построение безразмерного комплекса применительно к втулкам и блоку цилиндров, вибрационное состояние которых в значительной степени характеризует колебательные процессы дизеля в целом [1, 5].

Критерий для оценки уровня вибраций втулок и блоков цилиндров, порождаемых процессами сгорания топлива. Известно, что определить параметры вибраций втулок цилиндров можно на основе уравнений динамики оболочек [1].

Рассмотрев задачу о вынужденных поперечных колебаниях шарнирно опертых по контуру оболочек при действии произвольной нагрузки p , можно получить известные уравнения вынужденных колебаний, которые имеют вид [5]

$$\left. \begin{aligned} & D_{czvt} \nabla^2 \nabla^2 \xi + \nabla_k^2 \varphi + \rho h \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} - p = 0; \\ & \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 \varphi - \nabla_k^2 \xi = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\nabla^2 \nabla^2$ – бигармонический оператор Лапласа, $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$, $\nabla_k^2 = \frac{1}{k_2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{k_1} \frac{\partial^2}{\partial y^2}$;

k_1, k_2 – главные радиусы кривизны оболочки; $p = p(x, y) \sin(\theta \cdot t)$ – внешнее воздействие на оболочку; D_{czvt} – цилиндрическая жесткость втулки цилиндра; ξ – виброперемещение; φ – функция напряжений; ρ – плотность материала; h – толщина втулки; E – модуль упругости; θ – частота вынужденных колебаний, равная частоте возмущающей нагрузки; t – время.

Перепишем систему (1) в виде

$$\left. \begin{aligned} & \frac{D_{czvt} \partial^4 \xi}{\partial x^4} + 2 \frac{D_{czvt} \partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{D_{czvt} \partial^4 \xi}{\partial y^4} + \frac{k_2 \partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{k_1 \partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \rho h \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} - p = 0; \\ & \frac{\partial^4 \varphi}{Eh \partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \varphi}{Eh \partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \varphi}{Eh \partial y^4} - \frac{k_2 \partial^2 \xi}{\partial y^2} + \frac{k_1 \partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Важно заметить, что в реальном дизеле втулка с одной стороны защемлена, а в другом месте шарнирно оперта, поэтому решение системы (1) приводит к детерминантам высоких порядков, раскрытие которых может быть весьма громоздким.

Решение уравнений (2) можно представить в виде зависимости безразмерных переменных от параметров системы (критериев).

Разделив первое уравнение в системе (2) на p и применив π -теорему, получим следующие безразмерные комплексы:

$$\pi_1 = \frac{D_{czvt} \xi}{p x^4}, \quad \pi_2 = 2 \frac{D_{czvt} \xi}{p x^2 y^2}, \quad \pi_3 = \frac{D_{czvt} \xi}{p y^4},$$

$$\pi_4 = \frac{k_2 \varphi}{p y^2}, \quad \pi_5 = \frac{k_1 \varphi}{p x^2}, \quad \pi_6 = \frac{\rho h S}{p t^2}.$$

Заметим, что аналогичные критерии получаются при рассмотрении, например, уравнения движения изотропной пластины под действием переменной нагрузки.

Особый интерес представляет второе выражение

$$\tilde{\pi}_2 = \frac{D_{czvt} \xi}{p x^2 y^2}. \quad (3)$$

Критерий $\tilde{\pi}_2$ может быть конкретизирован для случая оценки виброперемещения средней линии втулки цилиндра по координатам x, y .

Для этого проведем замену координат x, y основными геометрическими характеристиками ДВС – диаметром и ходом поршня, т.е. $x \rightarrow D_c$, $y \rightarrow S_n$.

Внешнее воздействие на оболочку заменим средним индикаторным давлением $p \rightarrow p_i$ или максимальным давлением цикла p_z .

В результате элементарных преобразований получим критериальное выражение

$$\tilde{\pi}_2 = \frac{D_{czvt} \xi}{S_n^2 D_c^2 p_i} = \bar{s} \frac{D_{czvt}}{S_n D_c^2 p_i}$$

или

$$\tilde{\pi}_2^* = \frac{D_{czvt} \xi}{S_n^2 D_c^2 p_z} = \frac{\xi}{S_n} \frac{D_{czvt}}{S_n D_c^2 p_z} = \bar{s} \frac{D_{czvt}}{S_n D_c^2 p_z},$$

где \bar{s} – относительное перемещение средней линии втулки цилиндра под воздействием процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя.

Известно, что на параметры вибраций дизеля оказывает существенное влияние жесткость рабочего процесса [3, 5], которую можно учесть, введя в выражение (3) коэффициент динамичности рабочего процесса σ (отношение массы топлива, поступившей в цилиндр двигателя за период задержки воспламенения к его цикловой подаче).

Для анализа вибраций остова дизеля в целом, порождаемых газодинамическими процессами при сгорании топлива, учитывая, что более просто определяется максимальное давление цикла, для дальнейших исследований используем критерий в виде

$$\bar{s} = C_2 \frac{S_n D_c^2 P_z}{D_{czvt} + k D_{czb}},$$

где k – эмпирический коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

Данный критерий включает в себя такие характеристики как жесткость блока D_{czb} и втулки D_{czvt} цилиндров, максимальное давление цикла P_z ; ход поршня S_n ; диаметр цилиндра D_c .

В результате получен критерий, позволяющий оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров газодинамических процессов при сгорании топлива.

Критерий, позволяющий учитывать зависимость виброскорости от плотности материала и проводить замеры виброскорости на поверхности блока цилиндров. Отметим, что такой же безразмерный комплекс можно получить, если рассматривать уравнения, описывающие поведение анизотропных прямоугольных пластинок, а также секториальных пластинок, анизотропных и изотропных, и пластинок переменной толщины.

Например, в работе [5, с.13] приводится уравнение движения изотропной пластины под действием переменной нагрузки $q(x, y, t)$:

$$\frac{D}{a^4} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2D}{a^2 b^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{D}{b^4} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = q(x, y, t) - \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2},$$

где a и b – размеры пластины в плане; w – функция нормального прогиба; ρ – плотность материала пластины; h – толщина пластины; D – цилиндрическая жесткость пластины; $q(x, y, t)$ – заданная произвольная поперечная нагрузка, зависящая также и от времени; x и y – безразмерные координаты в срединной плоскости пластины, так что $0 \leq x \leq 1$, $0 \leq y \leq 1$.

Разделив уравнение в системе (1) на q и применив π -теорему, получим следующие безразмерные комплексы:

$$\pi_1 = \frac{D_{czvt} w}{a^4 p x^4}, \quad \pi_2 = 2 \frac{D_{czvt} w}{a^2 b^2 q}, \quad \pi_3 = \frac{D_{czvt} w}{b^4 q y^4}, \quad \pi_4 = \frac{\rho h w}{q t^2}.$$

Заметим, что аналогичный критерий получается при рассмотрении задач теории тонких оболочек, теории ребристых пластин и оболочек.

Рассмотрим еще один безразмерный комплекс, полученный в результате анализа методами теории подобия уравнения движения изотропной пластины под действием переменной нагрузки $q(x, y, t)$:

$$\pi_4 = \frac{\rho h w}{q t^2},$$

где w – виброперемещение; h – толщина втулки; ρ – плотность материала; t – время.

Перепишем его в виде

$$\tilde{\pi}_4 = \frac{\rho h w n^2}{q},$$

где n – частота вращения коленчатого вала.

Тогда можно записать, что $q = \tilde{C} \rho h w n^2$ или $w = \frac{\tilde{C} q}{\rho h n^2}$.

Преобразуем этот критерий, используя режимные параметры дизелей. Представим q как максимальное давление цикла P_z . Критерий запишется в виде

$$\tilde{\pi}_4^* = \frac{\rho h w n^2}{P_z},$$

где P_z – максимальное давление цикла; w – виброперемещение; h – толщина втулки; ρ – плотность материала; n – частота вращения коленчатого вала.

Критерий подобия, учитывающий влияние перекладки поршня на виброактивность дизеля. Так как вибрационное состояние дизелей зависит также от ударов в зазорах трибосопряжений, был проведен анализ физических процессов, происходящих при перекладке поршня в дизелях, и их математических моделей [2].

Он показал, что основными параметрами, определяющими вибрации остова, порождаемые перекладками поршня, являются следующие:

1) жесткость

$$D_{czvt} = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент Пуассона;

2) величина зазора между тронком поршня и зеркалом втулки δ ;

3) нормальная сила, под воздействием которой поршень совершает боковое движение. Для оценки общего уровня вибраций будем использовать максимальное значение боковой силы N_{\max} .

Используя методы теории размерностей, был построен критерий подобия для анализа вибраций деталей остова дизеля

$$\pi^* = \frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c D_{czb}}.$$

Данный критерий включает в себя такие характеристики как жесткость блока цилиндров D_{czb} , жесткость втулки D_{czvt} , максимальное значение боковой силы N_{\max} и величину зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра δ ; эмпирический коэффициент c , зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

Критериальное уравнение для расчета виброскорости. Для анализа зависимости уровня вибрации от вышеперечисленных характеристик было построено уравнение виброскорости, которое зависит от интенсивности как механического, так и газодинамического воздействия на детали остова [1, 6]:

$$\bar{V} = C_4 \omega S_n \left[\frac{P_z}{\rho h n^2} \right]^r \left[\frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c D_{czb}} \right]^t \left[\frac{S_n D_c^2 P_z}{D_{czvt} + k D_{czb}} \right]^m. \quad (5)$$

Уравнение учитывает такие важные конструктивные и режимные параметры как ход поршня S_n ; диаметр цилиндра D_c ; жесткости блока D_{czb} и втулки D_{czvt} цилиндров, величину зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра δ ; максимальное давление цикла P_z ; максимальное значение боковой силы N_{\max} и угловую частоту ω , а также неизвестные коэффициенты C_4 , m , c , k , t и r , зависящие от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

Заметим, что для определения неизвестных коэффициентов целесообразно использовать метод наименьших квадратов. Причем для достижения наибольшей точности определения параметров вибраций, следует определять коэффициенты в уравнении (5) методом наименьших квадратов, сгруппировав дизели, например, по номинальной частоте вращения коленчатого вала и удельной массе.

Методика определения коэффициентов критериального уравнения. Рассмотрим общие положения по определению неизвестных коэффициентов в уравнении (5), которое включает в себя пять неизвестных C_3 , m , c , k , и n , найти которые одновременно не представляется возможным.

Для каждого конкретного дизеля, его технического состояния и режима выражения в скобках в уравнении (5) представляют собой постоянные величины, поэтому для нахождения неизвестных целесообразно рассмотреть дополнительные вспомогательные уравнения.

Методика нахождения коэффициентов будет состоять из трех последовательных этапов.

На 1-м этапе представим в виде константы C_1 следующие сомножители: коэффициент C_4 , частоту ω , второе и третье выражение в скобках. В результате получим первое вспомогательное уравнение для определения неизвестных коэффициентов C_1 и c :

$$\bar{V} = C_1 S_n \frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c D_{czb}}. \quad (6)$$

Для нахождения конкретных значений неизвестных C_1 , c , выражение (6) целесообразно переписать в виде

$$\bar{V} D_{czvt} + \bar{V} c D_{czb} = C_1 \omega S_n N_{\max} \delta$$

или

$$c = \frac{C_1 \omega S_n N_{\max} \delta}{\bar{V} D_{czb}} - \frac{D_{czvt}}{D_{czb}}. \quad (7)$$

Пусть r – количество исследуемых дизелей.

Для удобства вычислений введем обозначения:

$$\frac{-S_n \omega N_{\max} \delta}{\bar{V} D_{czb}} := B, \quad \frac{-D_{czvt}}{D_{czb}} := D.$$

Заметим, что B и D – это одностолбцовые матрицы, каждая из которых состоит из r элементов.

Тогда последовательность уравнений (7) перепишется в виде

$$c + BC_1 = D.$$

В итоге получена система из n уравнений с двумя неизвестными c и C_1 .

Для нахождения двух неизвестных в системе из r уравнений методом наименьших квадратов, вычисления целесообразно производить при помощи программы MathCAD PLUS 7.0 PRO, воспользовавшись процедурами «*intercept*» и «*slope*», позволяющими находить коэффициенты линейной регрессии.

В результате мы получили методику определения константы c в первых скобках выражения (5) и промежуточной константы C_1 .

На 2-м этапе аналогичным образом получим второе вспомогательное уравнение для определения неизвестных коэффициентов C_2 и k :

$$\bar{V} = C_2 S_n \frac{S_n D_c^2 p_z}{D_{czvt} + k D_{czb}}.$$

Коэффициенты k и C_2 находим аналогичным методом.

На 3-м этапе после того, как найдены коэффициенты c и k представляется возможным с помощью метода наименьших квадратов найти оставшиеся неизвестные C_4 , m , n и r в выражении (5). Для этого прологарифмируем (5) и получим

$$\ln \bar{V} = \ln(C_4) + \ln(\omega S_n) + r \ln \frac{P_z}{\rho h n^2} + m \ln \frac{S_n D_c^2 p_z}{D_{czvt} + k D_{czb}} + n \ln \frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c D_{czb}}.$$

Для простоты вычислений введем обозначения:

$$S = \ln \bar{V} - \ln(\omega S_n), \quad C = \ln(C_3), \quad A = \ln \frac{S_n D_c^2 p_z}{D_{czvt} + k D_{czb}}, \quad J = \ln \frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c D_{czb}}, \quad B = \ln \frac{P_z}{\rho h n^2},$$

где S , A , B и J – одностолбцовые матрицы, состоящие из x элементов; x – количество дизелей, для которых известны значения виброскорости.

Тогда уравнение (4) перепишется в виде

$$S = C + rB + nJ + mA. \quad (8)$$

Найти C , m , r и n можно с помощью метода наименьших квадратов. Для этого систему уравнений (8) запишем в матричном виде:

$$F \cdot Y = S, \quad (9)$$

где $Y = \begin{pmatrix} C \\ r \\ n \\ m \end{pmatrix}$; F – матрица, первый столбец которой составлен из коэффициентов при первом неизвестном C . Заметим, что все они равны единице. Второй столбец матрицы F состоит из коэффициентов при втором неизвестном r , третий столбец – из коэффициентов при третьем неизвестном n , четвертый – из коэффициентов при четвертом неизвестном m .

В соответствии с методом наименьших квадратов, умножив систему уравнений (9) на транспонированную матрицу F^T , слева, получим $F^T \cdot F \cdot Y = F^T \cdot S$.

Введем обозначения: $T = F^T \cdot F$ и $G = F^T \cdot S$, тогда система (9) перепишется в виде

$$T \cdot Y = G. \quad (10)$$

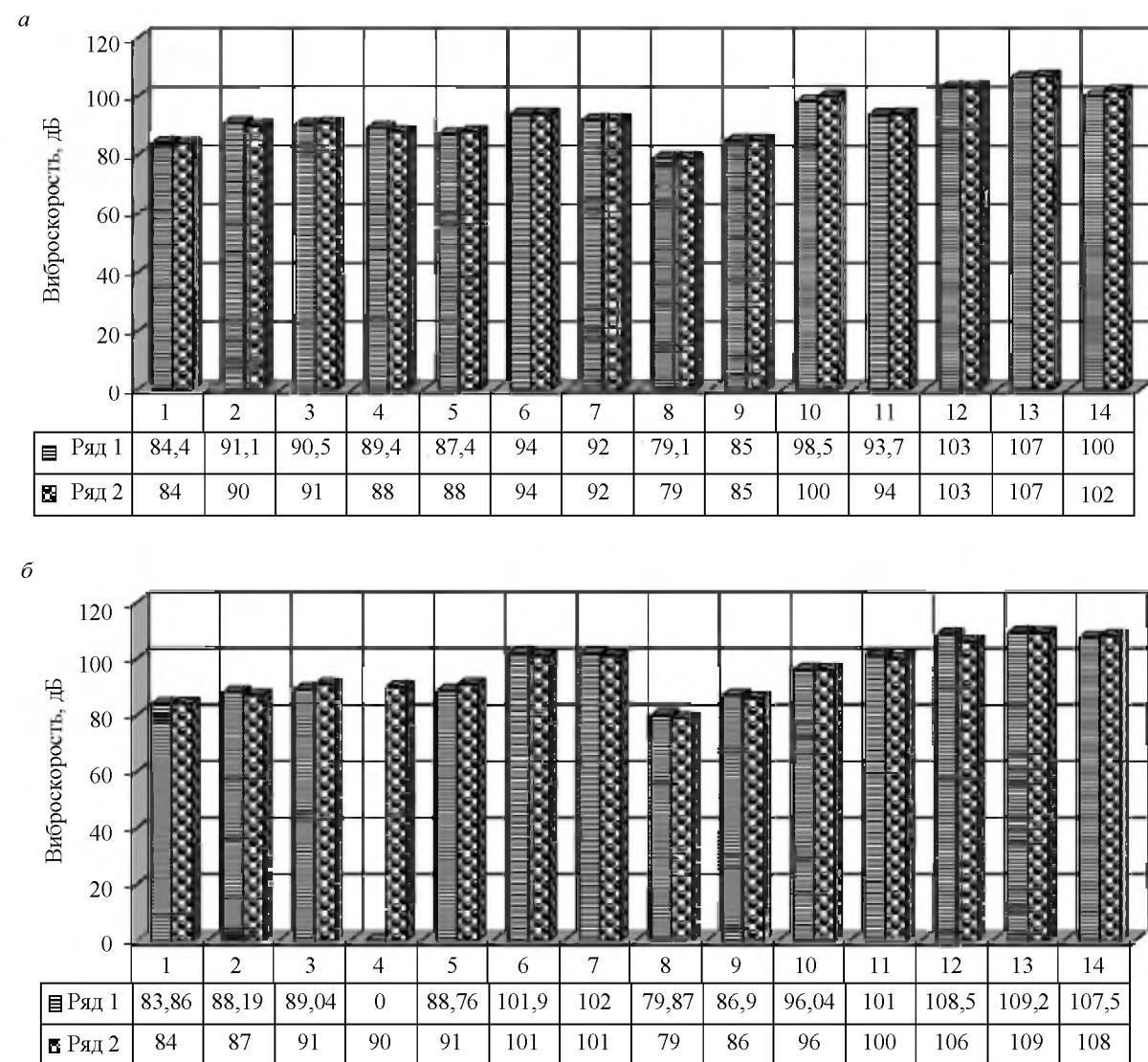
Для нахождения неизвестных будем решать систему уравнений (10) матричным способом, тогда $Y = T^{-1} \cdot G$.

Заметим, что уравнение для определения коэффициента C_3 в уравнении (8) представляет собой выражение $C_3 = \exp(C)$.

Пример решения прикладной задачи оценки виброактивности дизеля. Выражение (5) положено в основу метода вибродиагностирования дизеля, который позволяет определять величину диаметрального зазора между втулкой цилиндра и тронком поршня, рассчитывать текущую скорость изнашивания деталей цилиндропоршневой группы, более обоснованно выбирать периодичность технического обслуживания и ремонта дизелей.

Для проверки предлагаемого метода в качестве исходных данных были использованы значения виброскорости, измеренные на лапах 23 типов дизелей, приведенных в работе [5].

На рисунке представлены результаты расчета виброскорости с помощью уравнения (5), где приняты следующие обозначения: ряд 1 – значения виброскорости, вычисленные с помощью уравнения (5), коэффициенты которого находились по методике, представленной в работе [5]; ряд 2 – табличные средние значения виброскорости на частотах фильтрации 63, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц, приведенные в руководящем техническом материале (РТМ 212.0060-76) [5]. Исходные данные представлены в таблице.



Расчетные и экспериментальные значения виброскорости ряда дизелей, дБ: а и б – средняя частота октавных полос 250 и 500 Гц соответственно (1-14 – номера дизелей в таблице)

Характеристики исследуемых дизелей

№ п/п	Марка	Ne, кВт	n, мин ⁻¹
1	8NVD36	294	500
2	6L275Rr	276	500
3	6L275PN	515	600
4	6ЧНСП 25/34	331,2	500
5	6ЧНП 25/34	220	500
6	6ЧНСП 18/22	165,6	750
7	6ЧСП 18/22	110	750
8	6NVD26	132,4	750
9	6L160PNS	140	750
10	6ЧСПН 12/14(К-558-2)	92	1700
11	6ЧСПН 12/14 (К-461-1)	59	1500
12	12ЧСП 15/18(3Д12Н)	220,8	1500
13	12ЧСП 15/18(3Д12)	220,8	1500
14	6ЧСПН 15/18	173,6	1500

Примечание. Ne – эффективная мощность, кВт; n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Из рисунка следует, что критериальное уравнение (5) приводит к погрешности вычисления виброскорости, колеблющейся от 4 до 7 %. При вычислении виброскорости, выраженной в децибелах, пороговый уровень был принят равным $5 \cdot 10^{-6}$ мм/с.

Заметим, что чтобы обеспечить высокую точность диагностирования, целесообразно рассчитывать коэффициенты в критериальном уравнении индивидуально для каждого типа дизеля с учетом степени его форсированности.

Выводы

Анализ парка дизелей показал, что для повышения надежности работы существующих малофорсированных, но физически изношенных и новых, высокофорсированных дизелей необходимо совершенствование методов и средств вибродиагностирования и расширение сферы их применения.

На основе анализа размерностей получены критерии, позволяющие оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров процессов, происходящих при перекладке поршня в тепловом зазоре, и оценивать зависимость виброскорости от плотности материала.

На основе теоретического анализа уравнений, описывающих вынужденные колебания оболочек, с использованием методов теории подобия получен критерий, позволяющий оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров, газодинамических процессов при сгорании топлива.

Предложено критериальное уравнение, полученное комбинацией ранее описанных критериев подобия, которое может быть положено в основу методики, позволяющей определять величину диаметрального зазора между втулкой цилиндра и тронком поршня, рассчитывать текущую скорость изнашивания деталей цилиндропоршневой группы и более обоснованно выбирать периодичность технических обслуживаний и ремонтов дизелей.

Непосредственное измерение вибраций на наружной поверхности втулки позволит упростить критериальное уравнение и повысить точность прогнозирования процесса изнашивания деталей цилиндропоршневой группы.

Из вышесказанного следует, что методы теории подобия и анализа размерностей – мощный инструмент, который может быть использован в целях диагностирования дизелей, прежде всего для исследования вибраций, порождаемых ударами в трибосопряжениях.

Авторы считают целесообразным проведение дальнейших исследований по разработке методов определения зазоров между деталями поршневой группы и в подшипниках коленчатого вала на основе измерений вибраций дизеля с учетом эластогидродинамических процессов в этих трибосопряжениях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Афанасьева О.В. Вибродиагностирование технического состояния судовых дизелей по критериям подобия: Автoref. дис...канд. техн. наук / Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций. СПб, 2004. 23 с.
2. Безюков О.К. Безразмерные комплексы для оценки вибрации судовых дизелей / О.К.Безюков, О.В.Афанасьева // Эксплуатация морского транспорта. 2008. № 4. С.56-59.
3. Понов А.В. Средства снижения вибрации на судах / Центральный научно-исследовательский институт им. акад. А.Н.Крылова. СПб, 2000. 348 с.
4. Стратегия развития судостроительной промышленности на период до 2020 года и дальнейшую перспективу // Судостроение. 2007. № 6. С.7-11, 30-34, 44-47.
5. Тузов Л.В. Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л.В.Тузов, О.К.Безюков, О.В.Афанасьева. СПб: Изд-во Политехнического ун-та, 2012. 348 с.
6. Bezyukov O.K., Afanasyeva O.V. Protection methods for ship crew and passengers against the vibration of power plants // Life Science Journal, 2014. № 11(5). P.483-486.
7. Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Zhukova O.V. Effectiveness of Liquid Cooling Systems in Motors and Manufacturing Equipment // Russian Engineering Research, 2008. № 28(11). P.1055-1057.
8. Di Carlo A.L., White N.C., Litovitz T.A. Mechanical and Electromagnetic Induction of Protection Against Oxidative Stress // Bioelectrochemistry. 2001. Vol.53(1). P.87-95.
9. Ferro V. Deducing the Usle Mathematical Structure by Dimensional Analysis and Self-Similarity Theory // Biosystems Engineering. 2010. № 106(2). P.216-220.
10. Hekl M. The reference book on engineering acoustic / M.Hekl, H.A.Muller // Shipbuilding, 1980. P.440.
11. Ionov A.V., Buvailo L.E., Volkova M.V., Starostin A.P. Elastomer Materials in Ship Vibration and Noise Protection Means // Russian Journal of General Chemistry, 2010. Vol.80(10). P.2122-2133.
12. Larin V.B. Some Optimization Problems for Vibroprotective Systems // International Applied Mechanics, 2001. Vol.37(4). P.456-483.
13. Putintsev S.V., Antonuk P.N., Chirsky S.P. The use of the similarity theory for modeling and forecasting mechanical losses in piston engine// Dvigatelestroyenie, 2011. Issue 3 (245). P.3-6.
14. Scuria-Fontana C. Fighting Vibration with Vibration // Mechanical Engineering, 1994. Vol.116(9). P.38.
15. Serdobintsev Yu.P., Ivannikov A.V. Force, Geometric and Design Factors at Accelerated Wear Tests // Journal of Friction and Wear, 1997. Vol.18(4). P.25-28.

REFERENCES

1. Afanas'eva O.V. Vibrodiagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya sudovykh dizelei po kriteriyam podobiya (*The vibration diagnostics for the technical condition of marine diesel engines by similarity criterion*): Avtoref. dis...kand. tekhn. nauk. Sankt-Peterburgskii gosudarstvennyi universitet vodnykh kommunikatsii. St Petersburg, 2004, p.23.
2. Bezukov O.K., Afanas'eva O.V. Bezrazmernye kompleksy dlya otsenki vibroaktivnosti sudovykh dizelei (*Dimensionless complexes for the vibration activity assessment of marine diesel engines*). Ekspluatatsiya morskogo transporta. 2008, N 4, p.56-59.
3. Ionov A.V. Sredstva snizheniya vibratsii na sudakh (*The means for vibration reduction in ships*). Tsentral'nyi nauchno-issledovatel'skii institut im. akad. A.N.Krylova. St Petersburg, 2000. p.348.
4. Strategiya razvitiya sudostroitel'noi promyshlennosti na period do 2020 goda i dal'neishuyu perspektivu (*The development strategy for shipbuilding industry for the period until 2020 and further prospect*). Sudostroenie. 2007. N 6, p.7-11, 30-34, 44-47.
5. Tuzov L.V., Bezukov O.K., Afanas'eva O.V. Vibratsiya sudovykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya (*The vibration of marine internal-combustion engines*). St Petersburg, Izd-vo Politekhnicheskogo un-ta, 2012, p.348.
6. Bezyukov O.K., Afanas'eva O.V. Protection methods for ship crew and passengers against the vibration of power plants. Life Science Journal. 2014. N 11(5), p.483-486.
7. Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Zhukova O.V. Effectiveness of Liquid Cooling Systems in Motors and Manufacturing Equipment. Russian Engineering Research. 2008. N 28(11), p.1055-1057.
8. Di Carlo A.L., White N.C., Litovitz T.A. Mechanical and Electromagnetic Induction of Protection Against Oxidative Stress. Bioelectrochemistry. 2001. Vol.53(1), p.87-95.
9. Ferro V. Deducing the Usle Mathematical Structure by Dimensional Analysis and Self-Similarity Theory. Biosystems Engineering. 2010. N 106(2), p.216-220.
10. Hekl M., Muller H.A. The reference book on engineering acoustic. Shipbuilding, 1980, p.440.
11. Ionov A.V., Buvailo L.E., Volkova M.V., Starostin A.P. Elastomer Materials in Ship Vibration and Noise Protection Means// Russian Journal of General Chemistry, 2010. Vol.80(10), p.2122-2133.
12. Larin V.B. Some Optimization Problems for Vibroprotective Systems. International Applied Mechanics, 2001. Vol.37(4), p.456-483.
13. Putintsev S.V., Antonuk P.N., Chirsky S.P. The use of the similarity theory for modeling and forecasting mechanical losses in piston engine. Dvigatelestroyenie, 2011. Issue 3 (245), p.3-6.
14. Scuria-Fontana C. Fighting Vibration with Vibration. Mechanical Engineering, 1994. Vol.116(9), p.38.
15. Serdobintsev Yu.P., Ivannikov A.V. Force, Geometric and Design Factors at Accelerated Wear Tests. Journal of Friction and Wear, 1997. Vol.18(4), p.25-28.

METHODS OF EVALUATION OF VIBRATIONAL ACTIVITY OF POWER PLANTS USING THE SIMILARITY THEORY AND DIMENSIONAL ANALYSIS

O.K.BEZYUKOV, Dr. of Engineering Sciences, Professor, *okb-nayka@yandex.ru*

O.V. AFANAS'EVA, PhD in Engineering Sciences, Associate Professor, *OVAf@rambler.ru*

National Mineral Resources University (Mining University), St Petersburg, Russia

The level and the nature of changes of vibrational parameters are one of the most important indicators of the technical state of diesel engines as the most sensitive to various derivations from normal technical condition.

This article discusses methods of assessment of vibration activity of engines generated by gasdynamic and mechanical factors.

The possibility of using the methods of similarity theory and dimensional analysis in the development of new and improvement of existing methods of vibrational diagnostic of internal combustion engines, which significantly increases the informativeness of vibrational diagnostic of the engine. These criteria allows to simulate and study the impact of gas dynamic processes in combustion of fuel on the vibration of internal combustion engines, consider the impact on the relocation of the piston on the vibration activity of diesel and dependence of vibration velocity on the density of the material and to carry out measurements of vibration velocity on the surface of the cylinder block.

The methods, that authors propose, are the basis for methods of determining of vibrational activity of diesel engines, are adequate to complexity of this process and to possibilities of measurement equipment.

Key words: vibration, criteria, similarity theory, dimensional analysis, vibration diagnostics.