

России и то, и другое современным требованиям не соответствует. Поэтому применительно к сложным научно-техническим направлениям, в том числе “Энергомашиностроению” решение этой задачи требует особых усилий. Из всего многообразия проблем, связанных с введением двухступенчатого высшего образования, первоочередное внимание должно быть уделено тем, которые определяют подготовку и судьбу бакалавров, предназначенных к творческой работе в инженерной сфере высоких технологий. За отведенные 4 года на успешное решение этой задачи рассчитывать не приходится. Начальный опыт разработки конструкций и определенный объем профессиональных знаний пока следует приобретать в высшей школе. Поэтому для указанной категории бакалавров на ближайшие 10-15 лет срок обучения должен быть увеличен до 5-5,5 лет (для этой категории желательно иметь и свое название, например, бакалавр-инженер).

XX век считался веком моторов, а XXI – называется веком информатики и высоких технологий. Но независимо от этого ДВС еще многие десятилетия будут играть решающую роль в жизни человеческого сообщества. Сколько еще будет этих десятилетий сегодня предсказать невозможно.

Литература:

1. Мацеренко И.П., Пономарев Е.Г. Тепловые двигатели: Перспективы развития.// Приводная техника.- №3. - 2001. – С. 2-10, №4 – 2001. – С. 34-40.
2. Хачиян А.С.. Применение различных топлив и энергетических установок в автомобилях будущего.// Двигателестроение. - №1, - 2004. – С. 28-31.
3. Эфрос В.В. Перспективы силовых агрегатов мобильного транспорта и концепция реформирования подготовки инженерных и научных кадров // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы X научн.-практ. конфер. ВлГУ.-Владимир.-2004. С. 203-208
4. Воробьев А.О.. Гибрид внутреннего сгорания.//За рулем.-№2,-2004.–С.114-115.

УСКОРЕННЫЙ МЕТОД ИСПЫТАНИЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Гоц А. Н. (Владимирский государственный университет)

Под долговечностью демпферов жидкостных и внутреннего трения подразумевается свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния. Под предельным состоянием для демпферов жидкостного трения (ДЖ) понимается дилатансия полиметилсилоксановой жидкости (ПМСЖ). При этом вязкость ПМСЖ повышается настолько, что она превращается из ньютоновской жидкости в вязко-пластичное тело Бингама, а после этого маховик демпфера вращается вместе с корпусом как единое целое. Дилатансия происходит при высоких значениях градиента скорости сдвига $D = v/h$, где – v скорость смещения двух разделенных зазором h поверхностей (корпуса и маховика демпфера) в слоях ПМСЖ под действием крутильных колебаний. По нашим расчетным исследованиям [1] при $h \leq 0,35...0,45$ мм – $D > 200$ с⁻¹, что является критической величиной для ПМСЖ. На рис. 1 приведена усредненная кривая зависимости $D = f(h)$ по данным расчета и испытаний для дизелей СМД-60, СМД-31, СМД-23, Д-260Т, А-11ТА. Следует иметь в виду, что при малых зазорах между крышкой и маховиком ДЖ при сварке крышки и корпуса может произойти их коробление, что приводит к уменьшению зазоров и заклиниванию маховика. Кроме того, из-за перекосов опорной поверхности маховика могут происходить задиры по его внешней торце-

вой поверхности. Поэтому по технологическим соображениям, а также в целях повышения надежности работы ДЖ радиальные и торцевые зазоры выбираются большей величины. Однако излишнее их увеличение нерационально, так как для обеспечения оптимального демпфирования необходимо повышать вязкость жидкостей типа ПМС, что нежелательно из-за невозможности применения демпферов с высокой вязкости ПМСЖ в условиях Крайнего Севера, а также при этом значительно увеличивается трудоемкости их заправки.

Нами предложена конструкция ДЖ, в котором градиент скорости сдвига D – постоянный. Для этого торцевые поверхности маховика демпфера выполняются коническими [2, 3]. Таким образом зазор между торцевыми поверхностями демпфера и маховика h_T будет переменным по высоте, а на конце торцевой поверхности $h_T = h_p$, где h_p – радиальный зазор (по внешнему диаметру маховика и корпуса).

Стеновыми и эксплуатационными испытаниями демпферов крутильных колебаний жидкостного трения форсированных тракторных и комбайновых дизелей установлено, что гарантированная работа ДЖ обеспечивается при зазорах между соприкасающимися поверхностями корпуса и маховика равных: радиальный зазор $h_p = 0,8 \dots 1,2$ мм по наружному диаметру и не менее $h_T = 0,2 \dots 0,4$ по внутреннему. При правильном выборе зазоров эффективность демпферов сохраняется на весь срок службы дизеля, так как при этом не происходит дилатансия ПМСЖ. Для выпускаемых промышленностью ПМСЖ $D_{кр} = 250 \dots 300 \text{ с}^{-1}$ в диапазоне динамических вязкостей $\eta_0 = 20 \dots 1500 \text{ Па}\cdot\text{с}$ (жидкости ПМС-20000 – ПМС-1500000) [4].

Дилатансия происходит также после попадания продуктов износа подшипников скольжения, на которые устанавливается маховик демпфера.

Для демпфера внутреннего трения (ДВТ) предельное состояние наступает тогда, когда происходит разрушение резинового слоя или его отслоение от маховика и корпуса демпфера.

Несмотря на то, что предельные состояния ДЖ и ДВТ имеют разные физические причины, они снижают амплитуды крутильных колебаний за счет работы моментов сил трения. Действительно, демпфирующие материалы (жидкость ПМС или резиновый слой) необратимо поглощают работу внешних моментов, которая переходит в тепловую энергию и затем рассеивается. Если рассеяние энергии в резиновом слое обуславливается его упругими несовершенствами и проявляется в образовании петли гистерезиса при циклическом деформировании, то в жидкости ПМС – это работа сил трения между слоями.

Мерой рассеяния энергии в резиновом слое является площадь интегральной петли гистерезиса, определяющая в некотором масштабе величину необратимо рассеянной энергии во всем объеме материала тела за цикл деформирования с известной амплитудой деформации [5].

Определив работу моментов сил трения в ДЖ за весь срок службы двигателя в эксплуатации, получим косвенное подтверждение, что при определенном значении рассеиваемой энергии наступает дилатансия ПМСЖ.

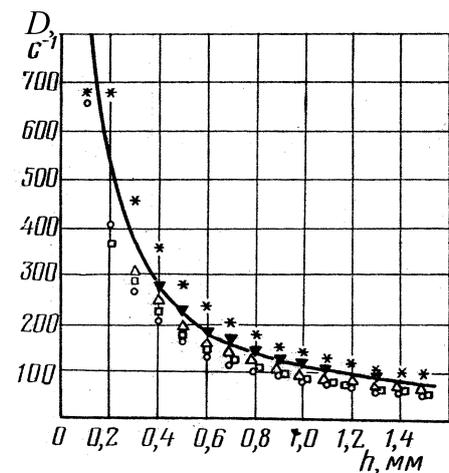


Рис. 1. Зависимость градиента скорости сдвига полиметилсилоксановой жидкости от величины зазора по наружному диаметру маховика для дизелей: О – СМД-60; Δ – СМД-31; \square – СМД-23; \blacktriangledown – Д-260Т; * – А-11ТА

Поэтому примем следующую гипотезу: потеря эффективности демпферов жидкостных и внутреннего трения происходит тогда, когда полная энергия W_{δ} , рассеиваемая при демпфировании (работа моментов сил трения) – $W_{\delta} \geq \bar{W}_{\delta}$. Здесь \bar{W}_{δ} – среднее статистическое значение энергии в момент потери эффективности образца демпфера из такого же материала в условиях циклического нагружения при крутильных колебаниях.

При определении значения \bar{W}_{δ} экспериментально, учитываем, что величина его имеет рассеяние и может рассматриваться как случайная величина. Как показали результаты экспериментальных исследований [1], W_{δ} подчиняется нормальному распределению (выборочный коэффициент вариации $v \leq 0,2$). Тогда предельные значения расчетного значения W_{δ} при заданной вероятности

$$W_{\delta \max} = \bar{W}_{\delta} + z_{\delta} s, \\ W_{\delta \min}$$

где z_{δ} – квантиль нормального распределения, выбираемый в зависимости от требуемой вероятности P ; s – среднее квадратичное отклонение.

При правильно спроектированном демпфере в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала амплитуда крутильных колебаний изменяется в пределах 5...7 % [1], что позволяет при расчетах принимать ее постоянной.

Количество энергии W_{δ} , рассеиваемой в демпфере жидкостного трения за цикл, т.е. за одно полное колебание, определяем по зависимости:

$$W_{\delta} = \pi I_0 \omega_{\bar{n}}^2 A_1^2 k = 4\pi^3 I_0 f_{\bar{n}}^2 A_1^2 k_l, \quad (1)$$

где I_0 – момент инерции маховика демпфера; $\omega_c = 2\pi f_{\bar{n}}$ – круговая собственная угловая частота крутильной системы; $f_{\bar{n}}$ – собственная частота колебаний, Гц; A_1 – амплитуда крутильных колебаний корпуса демпфера;

$$k_l = (\xi_0 / I_0 \omega_{\bar{n}}) / [1 + (\xi_0 / I_0 \omega_{\bar{n}})^2]; \quad (2)$$

ξ_0 – коэффициент демпфирования в жидкостном демпфере.

Для ДВТ количество энергии, которое рассеивается за один цикл крутильных колебаний (работа моментов сил трения), определяется по формуле (1), в которой:

$$k_{in} = \sqrt{\left(\frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_{\bar{n}}^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_{\bar{n}}}\right)^2} / \left[\left(1 - \frac{C_{0,1}}{I_0 \omega_{\bar{n}}^2}\right)^2 + \left(\frac{\xi_0}{I_0 \omega_{\bar{n}}}\right)^2 \right]; \quad (3)$$

ξ_0 – коэффициент демпфирования в резиновом слое.

Используя формулу (1) и (3), подсчитаем количество энергии (работу моментов сил трения) W_{\div} , рассеиваемой в демпфере за один час работы:

$$W_{\div} = 3600 W_{\delta} \cdot f_{\bar{n}} = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_c A_1^2 k = 14400 \pi^3 I_0 f_{\bar{n}}^3 A_1^2 k_d. \quad (4)$$

Здесь значение коэффициента k_d выбирается в зависимости от типа демпфера (ДЖ или ДВТ).

При известном среднем значении работы сил трения \bar{W}_{δ} в демпфере в реальной эксплуатации за весь срок службы двигателя от начала его применения до наступления предельного состояния, который определяется при испытаниях демпферов-прототипов, долговечность (в часах) ДЖ равна:

$$T = \overline{W}_\delta / W_{\dot{\delta}}. \quad (5)$$

Таким образом, для расчета долговечности ДЖ и ДВТ необходимо найти экспериментально среднее значение энергии \overline{W}_δ , которая рассеивается при демпфировании за весь срок службы двигателя.

Для оценки надежности применяются ускоренные ресурсные испытания дизелей, а также их деталей и узлов. Как правило, при их проведении изучается закономерность процесса потери надежности в зависимости от ужесточения режима испытаний и определяются достоверные значения коэффициента ускорения.

Однако любые методы ускорения выработки ресурса дизеля мало влияют на выработку ресурса демпфера крутильных колебаний, так как он по своему назначению эффективно снижает амплитуду колебаний при любом порядке резонирующей гармонике в необходимом диапазоне частоты вращения коленчатого вала [1].

Таким образом, при ускоренных испытаниях дизеля, когда меняется частота вращения коленчатого вала и момент сопротивления, условия работы демпфера крутильных колебаний меняются незначительно. Ускорения при испытаниях демпферов можно получить, если увеличить амплитуду относительных колебаний маховика и корпуса. Это можно осуществить на специальном крутильно-вибрационном стенде безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний [6], полностью имитирующего амплитудно-частотную характеристику любого двигателя в эксплуатационном диапазоне режимов работы независимо от его конструктивной схемы (рядный или V-образный).

Максимальная амплитуда угла закрутки торсионного вала с ДВТ определяется по формуле

$$A_1 = M_k^a \sum_{i=1}^{n-1} a_i^0 / \left[\xi \omega_c \sum_{i=1}^{n-1} a_i^2 + k \xi_0 I_0 \omega (a_0 - 1)^2 \right]; \quad (6)$$

а с ДЖ:

$$A_1 = M_k^a \sum_{i=1}^4 a_i^0 / \left[\xi \omega_c \sum_{i=1}^4 a_i^2 + \xi_0 I_0 \omega_{\tilde{n}}^2 \right], \quad (7)$$

где M_k^a – амплитуда крутящего момента от возбудителя, Н·м; $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^0$, $\sum_{i=1}^{n-1} a_i^2$ –

геометрическая сумма и сумма квадратов относительных амплитуд крутильной системы стенда при рассматриваемой частоте собственных колебаний, соответствующей наиболее опасной форме колебаний исследуемой крутильной системы; n – число масс в приведенной крутильной системе; $\xi, \omega_{\tilde{n}}$ – коэффициент демпфирования и частота собственных колебаний крутильной системы стенда; I_0, ξ_0 – момент инерции маховика демпфера и коэффициент демпфирования последнего; k – порядок резонирующей гармонике.

Количество энергии $W_{\text{ст.ч}}$, рассеиваемой в демпфере за один час работы при безмоторных испытаниях, равен:

$$W_{\tilde{n}\delta} = 3600 W_\delta \cdot f_{\tilde{n}\delta} = 3600 \pi I_0 \omega_c^2 f_{c\delta} A_{1,\tilde{n}\delta}^2 k_d = 14400 \pi^3 I_0 f_{\tilde{n}\delta}^3 A_{1,\tilde{n}\delta}^2 k_d, \quad (8)$$

где $f_{\text{ст}} = f_c$ – частота колебаний крутильной системы стенда, соответствующая собственной частоте колебаний крутильной системы исследуемой конструктивной схемы дизеля, Гц; $A_{1,\text{ст}}$ – амплитуда колебаний корпуса демпфера при безмоторных стендовых испытаниях, рад.

Количество энергии W_p , рассеиваемой за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации:

$$W_{\delta} = 3600W_{\delta_0} \cdot f_{\text{н}} T_{\delta} = 3600\pi I_0 \omega_c^2 f_c A_1^2 k_d T_{\delta} = 14400\pi^3 I_0 f_{\text{н}}^3 A_1^2 k_d T_{\delta}, \quad (9)$$

где T_p – наработка двигателя в реальной эксплуатации за весь срок его службы.

Тогда продолжительность испытаний $T_{\text{ст}}$ в стендовых условиях (ч):

$$\dot{O}_{\text{н}\delta} = W_{\delta} / W_{\text{н}\delta} = [A_1 / A_{1,\text{н}\delta}]^2 T_{\delta}. \quad (10)$$

Коэффициент ускорения при безмоторных испытаниях [1]:

$$\hat{E}_{\delta\text{н}\delta} = T_{\delta} / T_{\text{н}\delta} = [A_{1,\text{н}\delta} / A_1]^2. \quad (11)$$

Ускорение происходит за счет увеличения амплитуды колебаний корпуса демпфера $A_{1,\text{ст}}$ на торсионном валу (рис. 2). Как следует из приведенных графиков испытания жидкостного демпфера дизеля 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) коэффициент ускорения составляет около 9.

Ускоренные безмоторные испытания демпферов крутильных колебаний позволяют существенно сокращать период создания их долговечной конструкции.

Для демпфера внутреннего трения перед установкой на испытательную машину предварительно определяют предельный угол закрутки, при которой не происходит разрушение резинового слоя [1].

Оценка количество энергии W_p , рассеиваемой в демпфере за весь срок службы двигателя до выработки его ресурса в реальной эксплуатации, полученная по ограниченной выборке N_1 , является точечной, поэтому требуется нахождение доверительных границ: верхней $\bar{W}_{\delta\hat{a}}$ и нижней $\bar{W}_{\delta\hat{i}}$. Для распределения Вейбулла-Гнеденко доверительные границы определяются выражениями [1]

$$\bar{W}_{\delta\hat{i}} = (1 - \xi_{\hat{i}}) \bar{W}_{\delta}; \quad \bar{W}_{\delta\hat{a}} = (1 - \xi_{\hat{a}}) \bar{W}_{\delta} \quad (12)$$

Входящие в последние формулы относительные отклонения границ $\xi_{\text{н}}$ и $\xi_{\text{в}}$ находятся по формулам

$$\xi_{\hat{i}} = 1 - \left[\frac{2N_1 / \chi^2}{2N_1, \frac{1-\beta}{2}} \right]^{1/m'}; \quad \xi_{\hat{a}} = 1 + \left[\frac{2N_1 / \chi^2}{2N_1, \frac{1+\beta}{2}} \right]^{1/m'},$$

где $\chi^2_{2N_1, \frac{1-\beta}{2}}$ и $\chi^2_{2N_1, \frac{1+\beta}{2}}$ – табулированные квантили χ^2 -распределения с $2N_1$ степенями свободы; β – доверительная вероятность; m' – параметр формы кривой распределения из опытных данных, когда наступает отказ демпфера

$$F(W) = 1 - \exp \left[- (W/W_0)^{m'} \right]; \quad (13)$$

W_0 – масштаб кривой распределения.

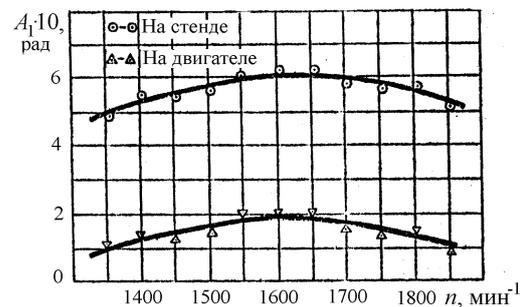


Рис. 2. Графики амплитуд крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения n мин⁻¹ при испытании на стенде (о) и на двигателе (Δ)

Вероятность безотказной работы определяется по формуле

$$P(W) = 1 - F(W) = \exp(-W/W_0)^m. \quad (14)$$

Литература:

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. . . . д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.
2. Гоц А.Н. Ускоренный метод оценки долговечности жидкостных демпферов крутильных колебаний// Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1988, № 6. – С. 11-12.
3. А.с. 1272030 СССР, МКИ F 16 F 15/12. Жидкостный демпфер крутильных колебаний/ А.Н. Гоц, В.Ф. Дрозденко, Г.Г. Меньшенин и др. Опубл. 23.11.86. Бюл. № 43.– 4 с.: ил. 3.
4. Гоц А. Н., Дрозденко В. Ф., Антонов Н. С. Отработка конструкций силиконового демпфера крутильных колебаний// Тракторы и сельхозмашины. – 1987. - №7. – С. 52-52.
5. Гоц А.Н. Расчет демпфера крутильных колебаний с упругим поглощающим элементом//Транспорт, экология – устойчиво развитие: Сб. докл. VII научн.-техн. конфер. с междунар. участием. – Болгария, Варна, Техн. ун-т, 2001.– С.93-101.
6. Антонов Н.С., Гоц А.Н., Исаев Е.В. и др. Методика безмоторных ускоренных испытаний демпферов крутильных колебаний жидкостного трения// Тракторы и сельхозмашины. – 1988. – № 6. – С. 7-11.

ДИЗЕЛЬ ДЛЯ ТИПОВОГО МОРСКОГО ТРАНСПОРТНОГО СУДНА МАЛОГО ДЕДВЕЙТА

Гаврилов В.В.

(Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Морские транспортные суда дедвейтом около 5000 тонн имеют весьма широкое распространение как в России, так и за рубежом. Специалистами прогнозируется значительная потребность в таких судах в перспективе. Поэтому в настоящее время актуальны работы, направленные на всемерное совершенствование пропульсивных комплексов указанных судов. Показатели пропульсивного комплекса прежде всего зависят от согласованности параметров гребного винта с типом, типоразмером и режимными параметрами главного двигателя. Указанная согласованность определяет топливную экономичность энергетической установки, ее стоимость, массу и габариты.

С учетом сказанного цель работы состоит в повышении технико-экономических показателей пропульсивных комплексов морских транспортных судов малого дедвейта.

Прежде всего необходимо определить основные параметры рассматриваемого типового судна. Воспользуемся известными результатами обобщения параметров судов [1]. В соответствии с указанным обобщением морское транспортное судно дедвейтом 5000 тонн имеет водоизмещение 8000 тонн, скорость полного хода от 12 до 14 узлов, длину корпуса (расстояние между перпендикулярами) 115 м, ширину корпуса 17 м, осадку 6,1 м, коэффициент общей полноты корпуса 0,67.

В работе проанализированы пропульсивные комплексы существующих судов, по параметрам близких к типовому. В анализ включены танкеры типов «Алтай», «Арарат», «Венспилс», «Дрогобыч», «Сергей Киров», «Tarquin Loch», а также су-