

УДК 621.436.1:532.135

Козицький С. В., Кіріян С. В., Швець О. І.
Національний університет «Одеська морська академія»

**ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЕМПФЕРІВ
КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ
СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ РІДИН
З РІЗНИМИ РЕОЛОГІЧНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ**

Torsional vibrations of a shaft arise under the influence of forces and moments that cause its rotary motion. Majority of modern marine diesel engines are equipped with the damping mechanisms which contribute to the reduction of the negative effects of high amplitude torsional vibrations. A common feature of all existing types of dampers is the frictional element located between the shaft and the outer casing that absorbs part of a vibrational energy. A large number of dampers utilize viscous fluid as a damping medium. The most common fluid used in the viscous torsional vibration dampers is silicone oil that belongs to the pseudoplastic fluids.

It is assumed in the majority of calculations that fluid flow satisfies Newton's law of viscous friction; frictional force between fluid layers is proportional to the first-order velocity gradient.

This paper presents a calculation of a viscous torsional vibration damper that utilizes non-Newtonian fluid. In the framework of Ostwald power law, it is stated that power of velocity gradient determined as flow index takes a value of less than one for pseudoplastic fluids and more than one for dilatant fluids. The parameter of damper effectiveness defined by the fluid flow index, damper gap values, torsional vibration amplitude, and frequency is implemented.

A comparative analysis of viscous torsional vibration damper efficiency on the basis of the dependence of the effectiveness parameter on flow index was carried out. It is shown that the most effective media which may be used to damp torsional vibrations in the modern marine diesel engines are dilatant fluids, and the

higher the amplitude of vibrations and value of flow index the more effectively they are damped.

Keywords: marine diesel engine, crackshaft, torsional vibrations, fluid damper, non-Newtonian fluid, pseudoplastic fluid, dilatant fluids, fluid flow index, rheology.

Вступ

Однією з найбільш напружених деталей суднової енергетичної установки є валопровід, на якому концентрується основна енергія в процесі руху. У багатоциліндровому двигуні валопровід сприймає крутний момент від всіх кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) циліндрів, миттєве значення якого визначається за формулою [1]

$$M_{кр} = Tr, \quad (1)$$

де r - радіус кривошипа, T – сумарна дотична сила від всіх КШМ дизеля.

Для багатоциліндрового двигуна крутний момент $M_{кр}$ на валу двигуна являє собою функцію з періодом, який визначається відношенням періоду робочого циклу до числа циліндрів дизеля. Отже, крутний момент періодично змінюється, що зумовлює зміну кутової швидкості обертання валу. Виникаючі крутильні коливання можуть приводити до великих динамічних напружень та до руйнування валопроводу. Забезпечення безаварійної роботи валу та валопроводу є актуальною задачею, якій присвячена велика кількість робіт, наприклад, [2 -5].

Зазвичай, для зменшення шкідливої дії крутильних коливань, застосовують антивібратори і демпфери [2 - 4]. Антивібратори працюють без поглинання енергії на інерційному принципі, створюючи реактивний протилежно спрямований інерційний момент, що зменшує амплітуди коливань у всій системі. Демпфери, на відміну від антивібраторів, частково поглинають енергію коливань завдяки наявності між маховою масою і маточиною демпфера елементів з тертям. Існує велика кількість конструкцій демпферів, що відрізняються способом амплітуди виникаючих коливань [1, 4, 5].

Широке поширення отримав в'язкістний демпфер (рис. 1) завдяки простій конструкції: у металічний корпус вводиться махова маса у

вигляді кільця, яка вільно обертається відносно нього, а вільний простір заповнюють в'язкою рідиною. У більшості випадків використовують високов'язкі рідини – силікони [3, 4].

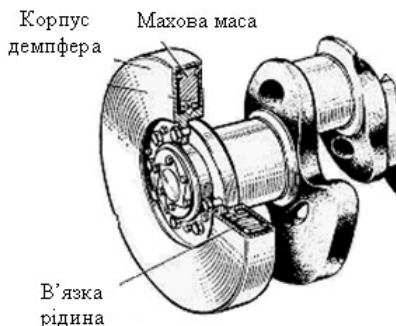


Рис. 1 – в'язкістий демпфер
 сті η ($[\eta]$, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$) у цій формулі - динамічна в'язкість. У більшості теоретичних досліджень динамічна в'язкість вважається сталою величиною [3 – 4].

Метою досліджень у даній роботі є порівняння ефективності демпфера крутильних коливань при використанні рідин з різними реологічними властивостями.

Реологія в'язких рідин.

В'язкі рідини, для яких закон (2) порушується, зветься неньютонівськими. Їх реологія задовольняється законом Оствальда [6] та описується нелінійним рівнянням

$$dF_{\text{тр}} = -K_n \left(\frac{dv}{dz} \right)^n dS, \quad (3)$$

де K_n - коефіцієнт консистенції (у певному діапазоні градієнта швидкостей він може вважатися сталим і називатися ефективною в'язкістю), а n має назву індексу течії, який характеризує ступінь відхилення від ньютонівської поведінки). В'язкі рідини, для яких значення $n < 1$ називають псевдопластиками, а для яких $n > 1$ – дилатантними.

Постановка задачі

У найпростішому випадку при розрахунках ефективності демпфера вважають, що рідина є ньютонівська. У цьому випадку виникаюча сила тертя, що діє на елементарну площадку dS пропорційна градієнту швидкості

$$dF_{\text{тр}} = \eta \frac{dv}{dz} dS. \quad (2)$$

Коефіцієнт пропорційності

В'язкість силіконової рідини при зміні градієнту швидкості змінюється [5] за законом

$$\eta = \eta_0 \frac{1}{\sqrt{1 + k \cdot (dv/dz)}}, \quad (4)$$

де - η_0 - в'язкість при $dv/dz = 0$, $k \approx 1,2 \cdot 10^{-2} \eta_0$ – коефіцієнт, який визначений експериментально. Оскільки при зростанні градієнта швидкості зменшується коефіцієнт в'язкості, то виникаюча сила опору (3) зменшується, тобто силікони є псевдопластиками.

Розрахунки силіконового демпфера з врахуванням зміни в'язкості за законом (4) проведено авторами [7]. У цій роботі показано, що при збільшенні градієнта швидкості момент сили тертя зменшується у порівнянні з ньютонівською рідиною. Отже, ефективність демпфера, заповненого силіконом, зменшується при значних амплітудах крутильних коливань.

Існують дилатантні рідини, для яких при збільшенні градієнта швидкості їх в'язкість збільшується. Дилатантний ефект спостерігається в тих матеріалах [6], в яких щільно розміщені частинки перемішані з рідиною, яка заповнює простір між ними. При малих градієнтах швидкості між шарами матеріалу така рідина здатна легко перетікати, тому має малий коефіцієнт в'язкості. При великих градієнтах швидкості рідина не встигає заповнювати вільний простір, що утворюється між рухомими частинками, і тому тертя між частинками сильно зростає, що призводить до суттєвого збільшення в'язкості.

Розрахунок демпфера крутильних коливань, заповненого неньютонівською рідиною

Корпус демпфера обертається та здійснює крутильні коливання разом з валом двигуна. Завдяки в'язкому тертю інерційна маса захоплюється та здійснює крутильні коливання. Поки момент сил інерції, що діє на інерційну масу менше моменту сил в'язкого тертя, інерційна маса та корпус здійснює крутильні коливання як одне ціле. Як тільки момент сил інерції стає більшим ніж момент сил в'язкого тертя, інерційна маса повертається відносно корпусу демпфера. Такі рухи інерційної маси відносно корпусу демпфера повторюються з частотою крутильних коливань. Виникаючий момент сил в'язкого

тертя у зазорах між інерційною масою та корпусом демпфера створює опір, який гасить виникаючі крутильні коливання.

Проведемо розрахунки для гідродинамічного демпфера за схемою, яка зображена на рис. 2: в середину корпусу 1 вставлена вільна махова маса у вигляді кільця 2 внутрішнім радіусом r та зовнішнім R (від осі обертання), та шириною L . Між маховою масою та корпусом демпфера існують невеликий зазор величиною h між зовнішньою, внутрішньою та торцевою поверхнями. Розрахуємо момент, що виникає у демпфері, який заповнений ньютонівською рідиною, при крутильних коливаннях.

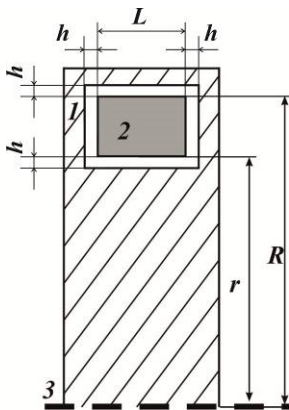


Рис. 2. Схема демпфера
1 – корпус; 2 – махова маса,
3 – вісь обертання вала,
 h – відстань між поверхнями
 L – ширина махової маси

Згідно означення моменту сили та з врахуванням (3), маємо

$$M = \int \rho dF_{mp} = \int_s \rho K_n \cdot \left(\frac{dv}{dz} \right)^n dS, \quad (5)$$

де інтегрування проводиться по елементарним площадкам dS , що знаходяться на відстані ρ від осі обертання.

Оскільки при крутильних коливаннях кут повороту між корпусом та маховою масою змінюється за гармонічним законом

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \sin \omega t,$$

де φ_0 та ω – амплітуда та кутова швидкість крутильних коливань.

Величина швидкості між корпусом та маховою масою визначається як $v = \omega \cdot \rho$. Тоді для градієнта швидкості отримуємо вираз

$$\frac{dv}{dz} \approx \frac{\rho d\varphi}{dz} = \frac{\rho \varphi_0 \omega}{h} \cos \omega t, \quad (6)$$

де враховано, що відстань h між поверхнями махової маси та корпусу мала у порівнянні з розмірами демпфера, тому замінено dz на h .

Підставляючи у формулу (5) значення для сили в'язкості та з врахуванням виразу (6) отримуємо

$$M(t) = K_n \int_S \rho \cdot \left(\frac{\rho \Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cdot \cos^n \omega t \cdot dS. \quad (7)$$

У звичайному конструктивному оформленні демпфера є дві циліндричні поверхні верхня dS_B та нижня dS_H і бокові (торцеві) $dS_{\text{Б}}$ поверхні між маховою масою та корпусом, елементарні площадки яких визначають як

$$dS_B = 2\pi R \cdot dL, \quad dS_H = 2\pi r \cdot dL, \quad dS_{\text{Б}} = 4\pi r \cdot d\rho.$$

Тоді формула (6) для кожної з вказаних поверхонь дає

$$\begin{aligned} M_B(t) &= K_n \int_0^L R \cdot \left(\frac{R \Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot R \cdot dL = \\ &= 2\pi \cdot K_n R^{n+2} \left(\frac{\Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_H(t) &= K_n \int_0^L r \cdot \left(\frac{r \Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot r \cdot dL = \\ &= 2\pi \cdot K_n r^{n+2} \left(\frac{\Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{Б}}(t) &= K_n \int_r^R \rho \cdot \left(\frac{\rho \Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho = \\ &= 2\pi \cdot K_n \left(\frac{\Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot \frac{R^{n+3} - r^{n+3}}{n+3}. \end{aligned}$$

Отже

$$M(t) = 2\pi \cdot K_n \left(\frac{\Phi_0 \omega}{h} \right)^n \cos^n \omega t \cdot f_{(n)}, \quad (8)$$

де функція $f_{(n)}$, що враховує параметри демпфера має вигляд

$$f_{(n)} = R^{n+2} \cdot L + r^{n+2} \cdot L + \frac{1}{n+3} (R^{n+3} - r^{n+3}). \quad (9)$$

Усреднення для гармонічної функції, яка входить до формули (7) дає

$$\langle |\cos^n \omega t| \rangle = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |\cos^n \varphi| \cdot d\varphi, \quad (10)$$

що дозволяє за формулою (8) розрахувати середнє значення моменту сил опору, що діє у демпфері, заповненому неньютоновською рідиною.

Тоді для відношення усереднених значень моментів сил тертя у демпфері, що створює неньютоновська рідина ($n \neq 1$) до моменту, який створює ньютонівська рідина ($n = 1$), отримуємо

$$\frac{\langle M_n \rangle}{\langle M_1 \rangle} = C \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h} \right)^{n-1} \frac{f_{(n)} \langle |\cos^n \omega t| \rangle}{f_{(1)} \langle |\cos \omega t| \rangle}, \quad (11)$$

де $C = K_n / \eta$ визначає сталу даної неньютоновської рідини у порівнянні з в'язкістю ньютонівської рідини.

Введемо величину w , яка визначає ефективність демпфера, заповненого неньютоновською рідиною відносно аналогічного, заповненого ньютонівською рідиною як

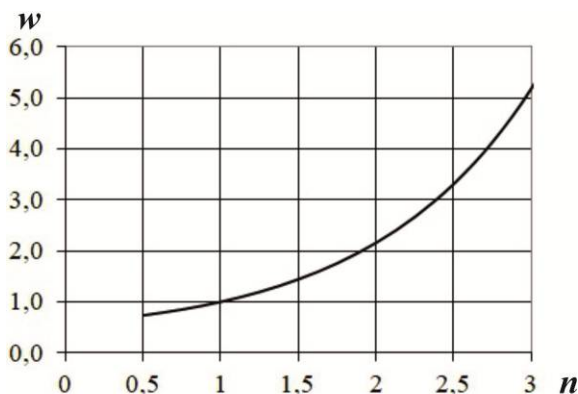
$$w = \frac{1}{C} \cdot \frac{\langle M_n(t) \rangle}{\langle M_1(t) \rangle} = \left(\frac{\varphi_0 \omega}{h} \right)^{n-1} \frac{f_{(n)} \langle |\cos^n \omega t| \rangle}{f_{(1)} \langle |\cos \omega t| \rangle}. \quad (12)$$

Ефективність залежить від індексу течії n , величини зазору h між корпусом та маховою масою і параметрів крутильних коливань – амплітуди φ_0 та частоти ω .

Проведемо розрахунки параметра w для демпфера $R = 383$ мм, $r = 202$ мм, $L = 125$ мм, $h = 0,5$ мм [8], взявши характерні значення параметрів крутильних коливань [3,8] $\varphi_0 = 8 \cdot 10^{-3}$ рад, $\omega = 0,5$ рад/с при різних значеннях індексу течії n . Результати розрахунків за формулою (12) наведені у табл. 1 та зображені на рис. 3.

Таблиця 1 – розрахунок ефективності демпфера w для різних індексів течії n

n	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
w	0,78	0,86	1	1,20	1,44	1,76	2,16	2,67	3,32	4,15	5,20

Рис. 3 – Залежність ефективності демпфера w від індексу течії n

Висновки.

З метою оцінки експлуатаційної надійності в'язкістних демпферів крутних коливань введено параметр ефективності, що залежить від індексу течії, величини зазору між корпусом та маховою масою демпфера, амплітуди і частоти крутильних коливань. В рамках порівняльного аналізу ефективності демпфера, заповненого в'язкими рідинами з різними реологічними властивостями, встановлено, що найбільш ефективному гасінню крутних коливань відповідає використання дилатантних рідин; при цьому при збільшенні амплітуди коливань та величини індексу течії ефективність демпфера зростає.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: Учебное пособие / П. С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2012. – 626 с.
2. L. Murawski, Vibrations resonance estimation in marine

structures, Journal of KONES Powertrain and Transport. 21 (2014) 175–182.

3. Родин П. Т. Регулирование колебаний валопроводов судовых дизельных установок / П. Т. Родин. Диссертация доктора технических наук, Одеса, 1992. – 385 с.

4. В. Lebarron, Essential Heavy-Duty Damper Service, Engine professional. 9 (2016) 64–72.

5. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.С. Истомин. –Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.

6. Світлий Ю.Г., Гідравлічний транспорт (монографія) / Ю.Г. Світлий, В.С. Білецький. – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009. – 436 с.

7. Козицкий С.В. Повышение эксплуатационной надежности демпферов крутильных колебаний судовых дизелей // С.В. Козицкий, С.В. Кириян – Судовые энергетические установки. – 2012. – № 30. – С. 146–152.

8. W. Mengsheng, Z. Ruiping, Xu Xiang, The Engine silicone-oil damper matching calculation method based on the heat balance, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. 4 (2012) 2773–2777.