

2. Диагностика автотракторных двигателей. / Под ред. Н.С. Ждановского. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Л.: Колос, 1977. – 264 с.
3. ДСТУ 3162-95 Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик малых и средних поршневых компрессоров и нормы вибрации.
4. Костюков В.Н., Науменко А.П. Нормативно-методическое обеспечение мониторинга технического состояния поршневых компрессоров // Контроль. Диагностика. – №11 - 2005 г. – С. 20-23
5. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система контроля технического состояния машин возвратно-поступательного действия // Контроль. Диагностика. - № 3, 2007 г. – С. 50-59
6. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система мониторинга технического состояния поршневых компрессоров нефтеперерабатывающих производств // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. - №10. – 2006. – С. 38-48.
7. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – С. 93-103.
8. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР - КОМПАКС®) / Под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999. - 163 с.
9. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практика виброакустической диагностики поршневых машин (статья) // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 30-35
10. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
11. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1971. – 272 с.
12. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. - М.: Машиностроение, 1971. - 224 с.
13. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка / В.А. Аллилуев, Д.А. Ананьин, В.М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367с.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Соболенко А.Н., Корнейчук Ю.А. (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Кинематической погрешностью цепной передачи $\varepsilon_{к.ц.п.}$ называют разность между действительным и теоретическим перемещениями ведомой звездочки передачи по дуге делительной окружности

$$\varepsilon_{к.ц.п.} = (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot r, \quad (1)$$

где: r - радиус делительной окружности ведомого колеса, м; φ_2 – действительный угол поворота ведомого колеса, рад; φ_1 – номинальный угол поворота ведомого колеса, рад. Кинематическую погрешность цепной передачи двухтактного дизельного двигателя можно упрощенно представить угловыми смещениями ведомого вала по отношению к равномерно вращающемуся ведущему валу.

$$\varepsilon_{\text{к.ц.п}} = \varphi_2 r_2 - \varphi_1 r_1 \quad (2)$$

где: $\varphi_2 \times r_2$ – перемещение шарнира цепи ведомой звездочки; $\varphi_1 \times r_1$ – перемещение шарнира цепи ведущей звездочки.

Эти смещения вызваны дискретностью процесса зацепления и наличием погрешностей всех элементов привода. Процессы регламентируемой перетяжки цепей и оценки кинематической погрешности совмещены. Суммарная (накопленная) погрешность от дефектных звеньев, биений звездочек и валов, неравномерного участков цепей по длине регистрируется в виде деформации пружины натяжного устройства с учетом поправки пересчета.

Так как для цепных приводов газораспределительного механизма (ГРМ) судовых дизелей $r_2 = r_1$, то оценку кинематической погрешности передачи можно перевести к погрешности настройки фаз газораспределения $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи определяется наибольшей алгебраической разностью значений кинематической погрешности передачи за полный оборот цепи в контуре. Измерения проводят индикатором часового типа при натяжении цепи во время технического обслуживания (ТО) или ремонта.

На рис.1 показано крепление индикатора часового типа на струбцине с магнитной опорой. Индикатор опирается измерительной ножкой на кронштейн натяжного устройства.

Натяжение цепей привода распределительного вала судового дизеля производится в два этапа. Первое натяжение призвано устранить слабины и провисание цепи под нижней звездочкой коленчатого вала. Усилие второго затяга пружины на цепь не передается из-за установленного ограничителя хода натяжного устройства в виде гайки 1 (рис.2).

Критерием достаточности натяжения для выборки всех слабин цепей может служить отсутствие перемещения штока натяжного устройства, фиксируемое индикатором часового типа. При записи кинематической погрешности натяжение измерения связано с выбором слабин отдельных участков цепи. При реверсе вращения цепи валоповоротным устройством перемещение штока натяжного устройства от перебега слабин не должно превышать 0,4 мм.

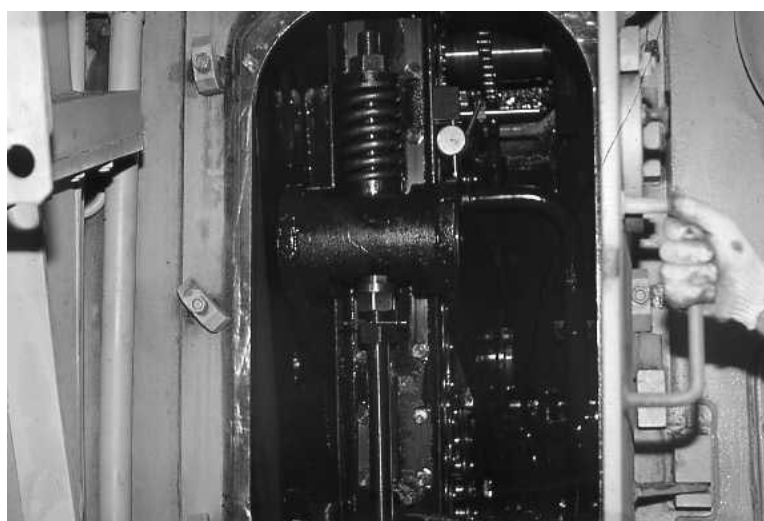
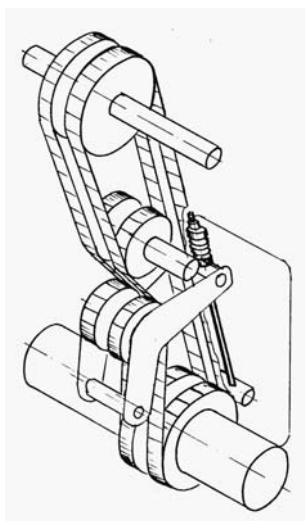


Рис.1. Измерение кинематической погрешности цепного привода дизеля MAN B&W

В натяжном устройстве, рис.2, пружина служит в качестве устройства измерения усилия натяжения цепи. В процессе демпфирования колебаний она не

участвует, так как прижата гайками 1 и 5 к втулке 4 и опорной конструкции. Поэтому запись кинематической погрешности производится при первом натяжении. Колебания штока натяжного устройства измеряются при воздействии вращающихся деталей привода.

При измерении кинематической погрешности привода коленчатый вал медленно проворачивается валоповоротным устройством с постоянной скоростью. Взаимодействия звеньев цепи со звездочками приводят к изменениям активной длины цепного контура и, следовательно, к колебаниям наименее жесткой детали в приводе - пружины натяжного устройства, непосредственно связанной с натяжным штоком.

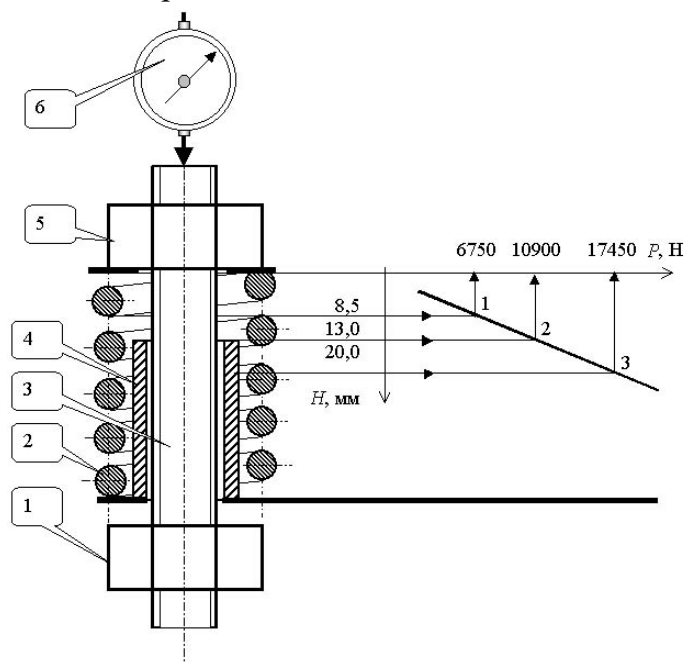
Таким образом, величина и форма колебаний штока натяжного устройства дают обобщенную интегральную оценку технического состояния цепного привода. Для локализации дефекта необходимо производить гармонический анализ записанной кривой. Выделяются амплитуды возмущений от различных дефектов с учетом переводного коэффициента, отражающего конструкционные особенности привода. Замкнутый цепной контур содержит детали вращения, погрешности которых оказывают периодические воздействия на его работу. Для выделения основных источников неравномерности зацепления можно отслеживать плавность работы цепного привода в виде периодического сигнала $f(\tau)$ и представить его рядом по тригонометрическим функциям.

$$f(\tau) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(2\pi k\nu_0 - \varphi_k). \quad (3)$$

Величина c_0 выражает среднее значение функции за период T . Она называется постоянной составляющей и вычисляется по формуле

$$c_0 = \frac{1}{T} \int_{\tau_1}^{\tau_1+T} f(\tau) d\tau = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{\infty} \Delta y_w(\tau) \quad (4)$$

В выражении (3) периодическая функция $f(\tau)$ представлена суммой слагаемых вида $c_k \cdot \cos(2\pi \nu_0 - \varphi_k)$, каждое из которых есть гармоническое колебание с амплитудой c_k и начальной фазой φ_k . Частоты колебаний, из которых составляется периодическая функция $f(\tau)$, образуют гармоническую последовательность. Это означает кратность всех составляющих частот основной частоте $\nu_0 = 1/T$.



Вместо ряда Фурье часто используют быстрое преобразование Фурье (БПФ), обладающее рядом особенностей, связанных с упрощением вычислительных процедур [1].

Рис. 2. Схема тарировки пружины жесткого натяжного устройства: 1 - гайка; 2 - пружина; 3 - шток; 4 - проставочная втулка; 5 - гайка; 6 - индикатор часового типа; H - деформация пружины; P - усилие натяжения

На рис.3 представлена запись кинематической погрешности цепной передачи дизеля 7ДКРН 80/160-4. Шаг цепи 114,3 мм. Нароботка - 27051 ч. Число всех звеньев в контуре – 152. Колебания высокой частоты отображают дискретность зацепления из-за наличия граней звездочек (полигональный эффект). Если колебания пружины натяжного устройства вызваны биениями звездочек, то их источник можно определить визуально. Для этого используется особенность записи колебаний пружины (рис.3), отображающей каждое зацепление шарнира звена с зубом звездочки в виде пика. Число таких пиков в составе регистрируемой гармонике определяется соответственно числом зубьев источника этих колебаний.

На рис.4 изображен амплитудно-периодный спектр (АПС) при постоянной частоте вращения коленвала. Как видно из рисунка АПС доминирующими являются гармоники №3 (с амплитудой 310 мкм) и №128 (с амплитудой 172 мкм). Эти две гармоники отчетливо просматриваются на записи кинематической погрешности (рис.3), состоящей из 256 измерений. Первая кривая суммарного биения звездочек коленчатого и распределительного валов имеет период колебаний 44 зуба (88 наблюдений) - по 2 отсчета на каждый зуб. Вторая кривая полигонального возмущения налагается на первую кривую в виде пилообразного сигнала с малым периодом, равным времени поворота звездочки на один зуб.

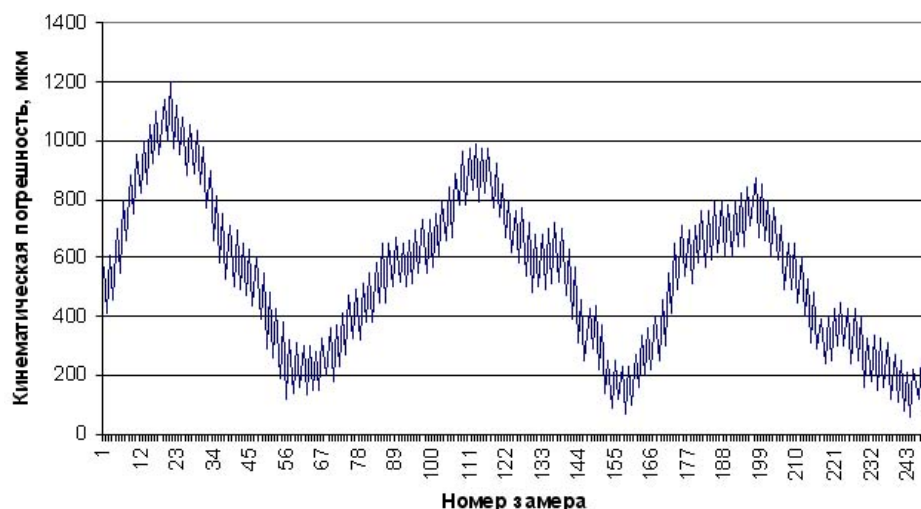


Рис.3. Кинематическая погрешность цепной передачи дизеля

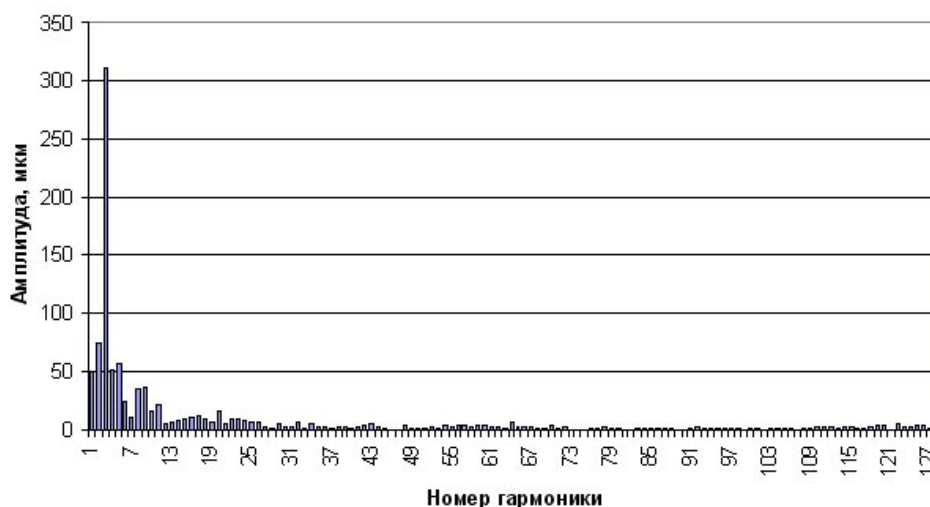


Рис.4. Спектр кинематической погрешности цепной передачи дизеля 7ДКРН 80/160-4

Первая (основная) гармоника обычно определяется с частотой вращения приводного двигателя. В предлагаемой работе первая гармоника связана с полным оборотом цепного контура. В результате спектрального анализа кинематической погрешности цепной передачи, с учетом коэффициента пересчета 1,5 на фактические значения колебаний цепи.

Первая гармоника с периодом 128 зацеплений и амплитудой 50 мкм характеризует неравномерный износ всей цепи по длине. Неравномерность износа незначительна, так как фактическая амплитуда меньше величины $50/1,5=33$ мкм.

Вторая гармоника с периодом 64 зацепления и амплитудой 76 мкм характеризует неравномерный износ ведущего участка цепи по длине. Неравномерность износа незначительна, так как фактическая амплитуда меньше величины $76/1,5=51$ мкм.

Третья гармоника с периодом 43 зацепления и амплитудой 310 мкм определяет суммарный эксцентриситет ведущей и ведомой звездочек. Фактический эксцентриситет ($310/1,5 = 207$ мкм) не превышает допустимого значения для новой звездочки.

Четвертая гармоника с периодом 32 зацепления и амплитудой 51 мкм обусловлена эксцентриситетом направляющей звездочки. Фактическая амплитуда величиной $51/1,5 = 34$ мкм свидетельствует о практически отсутствующем биении.

Пятая гармоника с периодом 26 зацеплений и амплитудой 55 мкм описывает эксцентриситет направляющей звездочки. Фактическая амплитуда величиной $55/1,5 = 37$ мкм свидетельствует о практически отсутствующем биении.

128-я гармоника с периодом 1 зацепление и амплитудой 258 мкм определяет неплавное зацепление звена с зубом звездочки из-за её граненности. Асинфазность движения ведущего и ведомого шарниров, определяемая величиной $258/1,5 = 172$ мкм, ведущего участка цепи не превышает нормальных значений.

Незначительные амплитуды гармоник №5 ... №127 не имеют физического смысла и определяются погрешностью БПФ из-за замены длительного наблюдения ограниченным во времени фрагментом.

Влияние кинематической погрешности на фазы газораспределения незначительное. Размах колебаний пружины натяжного устройства не превышает 0,7 мм. При радиусе звездочки распределительного вала 800 мм изменение фазового угла не превысит 0,000875 рад или 0,05°.

Литература

1. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ: Справочник.—М.: Наука. Гл. ред. физ.мат. лит., 1989.—240 с.
2. Корнейчук Ю. А. Износ деталей дизелей 6ДКРН 45/120-7. Морской инженерный сервис, 1991, №2. с. 42-48.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ПАРАМЕТРАМ ПРОДУКТОВ ИЗНОСА В РАБОТАЮЩЕМ МОТОРНОМ МАСЛЕ

Надежкин А.В., Безвербный А.В.

(Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского)

Контроль и диагностика судовых дизелей по параметрам продуктов износа в работающем масле является одним из наиболее эффективных методов. Информация о концентрации частиц износа в масле и их распределении по размерам позво-