

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.825.5/7

doi: 10.30987/2782-5957-2026-1-4-13

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЯ ЦЕПНЫХ МУФТ

Али Юсупович Албагачиев^{1✉}, Сергей Александрович Сергеев²

^{1,2} Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия

¹ albagachiev@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6874-0561>

² ssa-cib@yandex.ru

Аннотация

Целью испытаний цепных муфт является обоснование и подтверждение правомерности принятых при теоретических исследованиях предположений и допущений, получение дополнительных данных о характеристиках муфт существующих конструкций и новых результатов по муфтам предложенных конструкций. Для получения достоверных сведений об изделии должны быть проведены испытания: статические, динамические, стендовые ресурсные, промышленные ресурсные. Испытания муфт, как и любого изделия, должны быть выполнены с обеспечением высокой достоверности полученных результатов, а также при сокращении сроков подготовки и проведения испытаний. Повышению достоверности результатов испытаний способствует имитация с максимальной полнотой и точностью реальных условий эксплуатации, т.е. обос-

нованный выбор режимов испытаний. Поэтому при планировании предусмотрена оптимизация режимов работы стендов. Выявлены статические характеристики цепных муфт основных конструкций, применяемых в машиностроении в соответствии с предложенной методикой. Предложенная методика экспериментального определения КПД компенсирующих муфт, позволяющая получить необходимые для конструктора данные, которые дадут возможность на стадии проектирования привода машин выбрать вид муфты и нормировать точность монтажа соединяемых ею агрегатов. Изложена методика стендовых и промышленных испытаний цепных муфт.

Ключевые слова: муфты, методика, испытания, оптимизация, зубья, шарниры.

Ссылка для цитирования:

Албагачиев А.Ю. Методика испытания цепных муфт / А.Ю. Албагачиев, С.А. Сергеев // Транспортное машиностроение. – 2026. - № 1. – С. 4-13. doi: 10.30987/2782-5957-2026-1-4-13.

Original article

Open Access Article

TEST PROCEDURE FOR CHAIN COUPLINGS

Ali Yusupovich Albagachiev^{1✉}, Sergey Aleksandrovich Sergeev²

^{1,2} Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia

¹ albagachiev@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6874-0561>

² ssa-cib@yandex.ru

Abstract

The purpose of testing chain couplings is to substantiate and confirm the validity of assumptions and premises adopted in theoretical studies, to obtain additional data on the characteristics of existing couplings and new results on the couplings of the proposed structures. To obtain reliable information about the product, various tests must be carried out, they are stat-

ic, dynamic, bench resource, industrial resource. Testing of couplings, like any product, must be performed to ensure high reliability of the results obtained, as well as to reduce the time required for preparation and testing. Simulation of real-world operating conditions with maximum completeness and accuracy, i.e. a reasonable choice of test modes, helps to increase the reliability of

test results. Therefore, optimization of bench operating modes is provided during planning. Static characteristics of the chain couplings of main structures used in mechanical engineering in accordance with the proposed methods are found out. The proposed method of experimental determination of the efficiency of compensating couplings makes it possible to obtain the

Reference for citing:

Albagachiev AYu, Sergeev SA. Test procedure for chain couplings. Transport Engineering. 2026;1:4-13. doi: 10.30987/2782-5957-2026-1-4-13.

Сокращение сроков проведения испытаний может осуществляться путем универсализации и повышения производительности стендов [1]. Для ускорения испытаний предусматривают:

- форсирование режимов испытаний (повышение скорости, нагрузки, ужесточение фактора внешней среды);

- оптимизацию режимов управления стендами, т.е. должен быть разработан алгоритм программного управления;

- внедрение современных высокопроизводительных и точных средств измерений, методов обработки и анализа экспериментальных данных (например, применение метода экстраполяции).

Для обеспечения форсированных режимов испытаний должна быть проведена оптимизация параметров стенда на стадии проектирования с целью обеспечения его высокой надежности [2].

Статическое испытание муфт.

Первым этапом на пути разработки методов определения нагрузочной способности муфт в зависимости от точности изготовления и монтажа, частоты вращения и требуемого ресурса является оценка их статических характеристик [3]. С этой целью определяют: распределение нагрузки между несущими элементами муфты; предельную нагрузочную способность, статическую жесткость (податливость) и ориентировочно демпфирующую способность; нагруженность соединяемых валов. Эти характеристики оценивают с учетом взаимного смещения осей соединяемых валов и степени износа цепи.

Экспериментальное исследование статики цепных муфт может быть проведено на испытательной установке [4], представляющей собой замкнутую механическую систему.

necessary data for the designer, which will help at the design stage of the machine drive to select the type of coupling and normalize the accuracy of the installation of the units connected by it. The method of bench and industrial testing of chain couplings is described.

Keywords: couplings, method, testing, optimization, teeth, joints.

При испытании муфт следует учитывать, что из-за разноразмерности шагов звеньев, обусловленной рассеиванием действительных размеров элементов цепи в пределах допуска на изготовление и износом деталей шарниров, нагрузка между зубьями полумуфт и шарнирами распределяется неравномерно. Поэтому при испытании применяют цепи с различным износом: отклонения среднего шага цепи от номинального вследствие износа могут составлять 0,5; 1,0; 1,5 и 2 %. Для выявления закона распределения нагрузки между зубьями полумуфт и шарнирами цепи на зубья и пластины цепи наклеивают проводочные тензодатчики, имеющие базу до 4 мм, а для регистрации нагружения валов со стороны муфты и вращающего момента, нагружающего муфту, используют тензодатчики с базой 20 мм, которые наклеивают на ступицу полумуфты [4].

Неравномерность распределения нагрузки между зубьями полумуфт и шарнирами цепи характеризуется коэффициентом концентрации нагрузки

$$K_{\beta} = F_{t_{\max}} / F_{tm},$$

где $F_{t_{\max}}$ – фактическая окружная сила, действующая на наиболее нагруженный шарнир; $F_{tm} = 2M_{T_{\max}} / (d \cdot z)$ – номинальная окружная сила, приходящаяся на один шарнир ($M_{T_{\max}}$ – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой; d – диаметр окружности центров шарниров, принимаемый равным диаметру центров дуг впадин зубьев или диаметру делительной окружности; z – число зубьев полумуфты).

В табл. 1 для муфты цепной однорядной (МЦО), муфты цепной двухрядной (МЦД), муфты цепной повышенной ком-

пенсирующей способности (МЦПКС) и муфты цепной с промежуточным валом (МЦПВ) приведены значения коэффициента K_{β} в зависимости от смещения Δ_r осей соединяемых валов и степени износа цепи ΔP . По мере возрастания нагрузки величина K_{β} уменьшается. Например, для муфты МЦО при изменении M_T от $0,15 M_{T\lim}$ до $0,50 M_{T\lim}$ ($M_{T\lim}$ – предельный разрушающий момент) коэффициент K_{β} уменьшается на 30...35 %.

Предельная нагрузочная способность цепных муфт может быть охарактеризована коэффициентом статической прочности

$$K_{F\lim} = F_{M\lim} / F_{\lim},$$

где $F_{M\lim}$ – предельная нагрузка на цепь муфты, устанавливаемая экспериментально в соответствии с рассматриваемой методикой; F_{\lim} – предельная (разрушающая) нагрузка на цепь, нормируемая соответствующим ГОСТом (например: для приводных роликовых цепей типа ПР – ГОСТ 13568-97).

Значения коэффициента $K_{F\lim}$, как функции конструктивного исполнения муфты, приведены в таблице.

Для однорядной цепи (муфта МЦО) характерны поломки валиков и их вырыв из пластин; для двухрядной (муфта МЦД) – поломки валиков и пластин [5].

Важной характеристикой муфт является их жесткость, оцениваемая коэффициентом крутильной жесткости, который определяют как производную от вращающего момента по углу закручивания: $C_{\varphi} = dM_T/d\varphi$.

Одним из критериев качества компенсирующих муфт служит величина дополнительной радиальной силы, возникающей от воздействия муфты на валы и опоры [6]. Эта сила зависит, прежде всего, от типоразмера муфты и точности монтажа соединяемых узлов. Радиальную силу оценивают с помощью коэффициента воздействия $K_B = F_B / F_m$, где $F_B = F_m$ – радиальная сила на вал от воздействия муфты.

Коэффициент K_B является функцией конструкции муфты, Δ_r и ΔP . Значения этого коэффициента приведены в [3].

Анализ результатов статических испытаний цепных муфт показывает, что:

- коэффициент концентрации нагрузки в цепных муфтах зависит от первоначальной разноразмерности элементов цепи и звездочек, обусловленной нормами точности изготовления этих деталей; от типоразмера и степени износа цепи, а также от точности монтажа соединяемых агрегатов; максимальная нагрузка на зубья действует в одной зоне зацепления цепи со звездочками, расположенной перпендикулярно направлению радиального смещения полумуфт; максимальная нагрузка может превышать номинальную в три и более раз;

- для выявления закона распределения нагрузки между зубьями полумуфт и шарнирами цепи при радиальном смещении осей соединяемых валов муфты можно рассматривать как цепную передачу с малым межосевым расстоянием $a = \Delta_r$ и передаточным числом $u = 1$ [3];

- влияние углового смещения осей полумуфт (в пределах допустимого для рассматриваемого типа муфт) на распределение нагрузки между зубьями и шарнирами менее заметно по сравнению с влиянием радиального смещения;

- статическая прочность цепных муфт зависит от типа муфты, прочности цепи и смещения осей валов, коэффициент статической прочности изменяется от 0,6 до 1,0 в зависимости от типа муфты;

- крутильная жесткость зависит от типа муфты; наименьшей жесткостью обладает муфта МЦПВ;

- коэффициент воздействия K_B муфты на валы зависит от типа муфты и радиального смещения; при статическом нагружении минимальное воздействие оказывает муфта МЦПВ (практически $K_B = 0$); максимальное воздействие – муфта МЦО ($K_B \leq 0,5$).

Оценка КПД цепных муфт. Испытательный стенд, конструкция которого описана в работе [7], используемый для определения КПД муфт, представляет собой чувствительную электромеханическую систему, выполненную с разомкнутым силовым потоком.

Испытываемые цепные муфты должны быть снабжены защитным кожухом, внутрь которого заливают смазку. КПД муфт $\eta = M_2/M_1$, где M_1 и M_2 – вращающие моменты на валах электродвигателя и тормоза.

При испытании на статоре двигателя регистрируют (с помощью тензобалок) реактивный момент M_1 и на роторе тормоза – момент M_2 . Из условий равновесия электродвигателя и ротора тормоза связь между M_1 и M_1' , M_2 и M_2' выразится уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M_1' + M_3; \\ M_2 &= M_2' + M_4; \end{aligned} \right\}$$

где M_1' – среднее значение реактивного момента M_1 ; M_2' – среднее значение момента M_2 на роторе тормоза, где $F_0 = cd$ – сила сопротивления (Н), не зависящая от нагрузки нительных опорах двигателя и опорах ротора тормоза, определяемые теоретически и экспериментально. В подшипниках качения момент трения

$$M_0 = 0,5(F_0 + fF_r)d, \quad (1)$$

где $F_0 = cd$ – сила сопротивления (Н), не зависящая от нагрузки: c – удельная сила, определяемая типом подшипника, для радиальных однорядных шарикоподшипников $c = 0,06$ Н/мм; d – диаметр вала, мм; f – приведенный коэффициент трения, для указанных подшипников $f = 0,0012$; F_r – радиальная нагрузка на подшипник; $F_r = K_B F_t$ (F_t – окружная сила; K_B – коэффициент воздействия, зависящий от типа муфты и радиального смещения осей соединяемых валов).

Для муфт основных типов

$$F_t = 2M_T/d_w,$$

где M_T – номинальный вращающий момент; d_w – начальный диаметр звездочки, а коэффициент $K_B = 0 \dots 0,5$.

Формула (1) справедлива в диапазоне частот вращения валов $n = 0 \dots 6000$ мин⁻¹ [8].

Потери энергии в кинематических парах стенда определяют в последовательности:

- при снятых щетках прикладывают момент к валу электродвигателя и фиксируют момент M_d по сигналу датчиков тен-

зобалки; условие равновесия статора в этом случае

$$M_5 = M_d + M_3, \quad (2)$$

где M_5 – момент сил сопротивления в опорах вала двигателя; для испытательного стенда $M_5 > M_3$;

- после стопорения вала к статору электродвигателя прикладывают такой момент M_c , при котором будет получен такой же сигнал датчиков. Для этого случая

$$M_c = M_d + M_3 + M_5. \quad (3)$$

Из уравнений (2) и (3)

$$M_5 = 0,5 M_c;$$

$$M_3 = 0,5 M_c - M_d.$$

При установленных щетках момент, приложенный к статору,

$$M_c' = M_d + M_3 + M_5 + M_6,$$

где M_6 – момент трения щеток о коллектор; $M_6 = M_c' - 2 M_5$ или $M_6 = M_c' - M_c$.

Расчет моментов M_3 и M_4 выполнен по формуле (1) при исходных данных, приведенных в работе [3].

Результаты расчета и экспериментального определения моментов сил сопротивления в отдельных кинематических парах стенда приведены в работе [3].

Экспериментальное определение моментов трения осуществлялось с помощью милливольт-амперметра М-82. Чувствительность системы составляла 2,9 Н·мм на одно деление. При известных моментах M_3 , M_4 , M_5 и M_6 тарировку датчиков для регистрации M_1' и M_2' можно выполнить непосредственно на стенде (при разъединенных валах).

Выявлено существенное влияние этих параметров на КПД муфты.

Кинематическое и динамическое испытание муфт. Основными задачами такого исследования являются [3]:

- оценка кинематической точности;
- установление закона распределения нагрузки между шарнирами цепи и зубьями полумуфт в зависимости от смещения осей соединяемых валов и износа элементов шарниров;
- выявление нагружения соединяемых валов со стороны муфты;
- определение жесткости (податливости) муфт;
- получение амплитудно-частотных характеристик машинного агрегата с цеп-

ными муфтами в условиях неустановившегося и установившегося режимов работы;

- выявление демпфирующей способности муфт.

Для проведения испытаний может быть использован стенд [9].

Поскольку нагружение муфт определяется амплитудой, частотой и формой момента, для оценки динамических свойств муфт их нагружают переменным вращающим моментом, колебания которого осуществляются в широком диапазоне амплитуд и частот, для чего используют соответствующее нагрузочное устройство [3]. Одной из дискретных масс в таком устройстве является якорь генератора, электромагнитный момент которого

$$M_2 = C_M \Phi I_{\text{я}},$$

где C_M – постоянный коэффициент; Φ – магнитный поток обмотки возбуждения; $I_{\text{я}}$ – ток якоря.

Для обеспечения линейной зависимости между M_2 и $I_{\text{я}}$ необходимо, чтобы ток обмотки возбуждения не достигал предельного значения, равного $i_{B \max} = 0,8 i_{\text{ном}}$. При этом машина ненасыщенна и реакция якоря практически не влияет на магнитный поток. Тогда моделирование реальных периодических законов нагружения муфты можно осуществить за счет изменения силы тока в цепи якоря генератора: при изменении $I_{\text{я}}$ по определенному закону нагружающий муфту момент будет меняться по этому же закону. Например, питание к якорю генератора подводят через блок регулируемых сопротивлений R_1, R_2, \dots, R_n , одни концы которых подключают через регулируемое сопротивление R_0 (с помощью этого сопротивления устанавливают постоянную составляющую нагружающего момента) к первому выходу цепи якоря генератора 1, а вторые – к ламелям 1, 2, ... n. Ламели выполняют в виде секторов колец и размещают концентрично на неподвижном диске из диэлектрика, на котором также монтируют контактное кольцо, подключаемое ко второму выходу цепи якоря генератора.

Таким образом, для исследования динамики муфт в установившемся режиме работы период реального нагружения подразделяют на n частей, число которых за-

висит от требуемой точности воспроизведения внешней нагрузки. На каждом i -м участке кривой нагружения находят среднее значение нагрузки и по этому значению настраивают сопротивление R_i . Частоту изменения нагрузки моделируют частотой вращения двигателя в диапазоне $0 \dots 50 \text{ с}^{-1}$.

Нагрузочные сопротивления изменяют скачкообразно, но число этих изменений достаточно большое. С учетом этого обстоятельства, а также инерционности системы можно допустить, что с помощью стенда [9] нагружение муфт реализуется по гармоническому закону (рис. 1) (период разделен на 20 частей). Поскольку функция M_2 симметричная, для ее воспроизведения необходимо всего 11 сопротивлений, значения которых приведены в работе [3].

Блок нагрузочных сопротивлений позволяет легко проводить настройку заданного закона нагружения. Исследование динамических характеристик муфт связано с измерением и регистрацией крутящих моментов на упругих участках валопровода до и после муфты, а также частот вращения валов стенда и вала двигателя коммутирующего устройства. Регистрацию крутящих моментов осуществляют методом тензометрирования, а частот вращения – с помощью индуктивных датчиков.

Для восприятия главных напряжений, возникающих при кручении, используемые тензорезисторы (типа 2ПКП-100-ГВ1) наклеивают на шейки валов под углом 45° к образующей и соединяют их по мостовой схеме, что позволяет исключить погрешности измерения, вызванные изменением температуры и деформацией изгиба вала. Питание мостовой схемы и съем сигнала осуществляют через контактный токосъемник. Для усиления полезного сигнала и ослабления влияния шумов токосъемного устройства используют усилитель постоянного тока (УПТ), вращающийся вместе с валом. За счет большого коэффициента усиления ($K_{\text{у}} = 10^4 \dots 1,2 \cdot 10^4$) влияние переходных сопротивлений токосъемного устройства значительно снижено.

В блок-схеме измерения и регистрации крутящих моментов устанавливают согласующий усилитель и фильтр низких частот. С помощью усилителя устраняют влияние низкого входного сопротивления гальванометра осциллографа на работу УПТ, а с помощью фильтра исключают высокочастотные колебания, что облегчает обработку осциллограмм.

Выбор параметров муфты для заданных условий эксплуатации, анализ режима

работы механической системы с муфтой, оценку эффективности применения той или иной муфты проводят по амплитудно-частотным характеристикам. Как отмечалось ранее, динамические свойства муфт отражаются в амплитудно-частотных характеристиках (АЧХ) в виде зависимости коэффициента динамичности от угловой скорости $K_v = f(\omega)$.

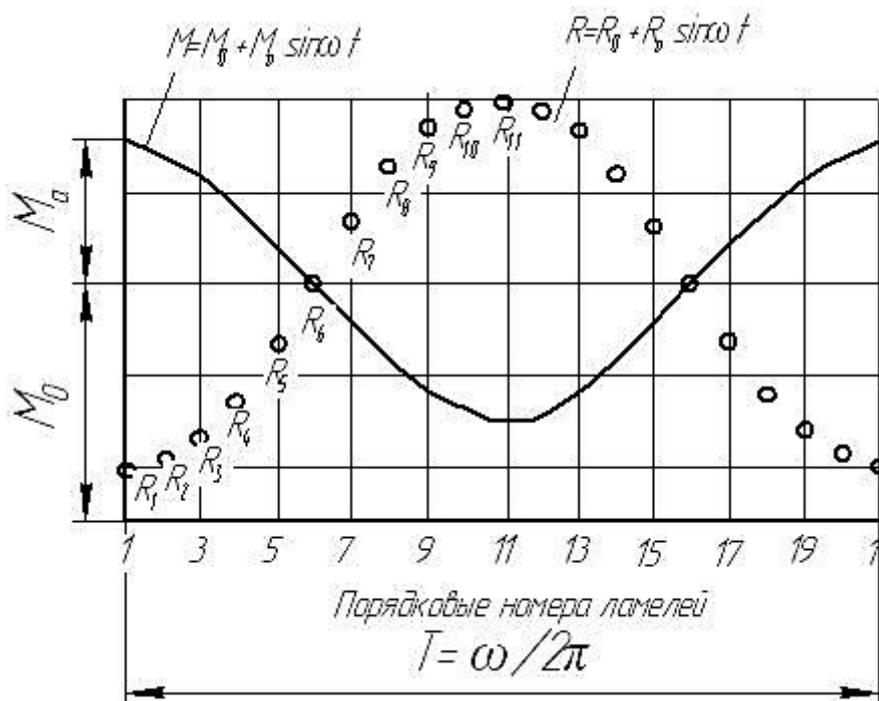


Рис. 1. Реализация нагружения муфты по гармоническому закону
Fig. 1. Realization of coupling loading according to the harmonic law

АЧХ цепных муфт снимают в последовательности:

- с помощью нагрузочного устройства настраивают постоянную M_0 и переменную M_a составляющие возбуждающего момента;

- в положении статического равновесия балансируют измерительные тензомосты крутящих моментов, выставляют нулевые отметки;

- проводят контрольную градуировку измерительных устройств крутящих моментов;

- включают приводной двигатель стенда и устанавливают необходимую частоту вращения валов; АЧХ снимают при постоянной частоте вращения, постоянных

среднем и амплитудном значениях нагружающего момента и переменной его частоте. Частоту нагружающего момента изменяют таким образом, чтобы при каждом значении момента колебания осуществлялись в установившемся режиме. Испытания проводят при последовательном увеличении, а затем уменьшении частоты нагружающего момента. Амплитуда вынужденных колебаний нелинейной системы зависит от начальных условий колебаний, при этом изменяют частоту нагружающего момента; устанавливают резонансные зоны на основной и других частотах;

- записываются на светочувствительную бумагу светочувствительного осциллографа крутящие моменты до и после муфт

ты; частоты вращения валов, в том числе и нагружающего устройства, а также нулевые линии;

– строят АЧХ вынужденных колебаний муфт.

Следует учесть, что вблизи точек срыва возможны устойчивые колебания как с малыми, так и с большими амплитудами. Переход от одного режима колебаний на другой может быть следствием случайных импульсов, получаемых муфтой. Поэтому для исключения случайной ошибки вблизи точек срыва эксперименты следует проводить 3-4 раза.

Испытание муфт на износостойкость и сопротивление усталости проводят с целью:

– выявить закономерности и величины износа цепи и звездочек;

– установить зависимости износа зубьев звездочек и роликов цепи от удельной нагрузки и смещения осей соединяемых валов;

– установить зависимости увеличения среднего шага цепи от удельной нагрузки и смещения осей валов.

Перед началом испытания и затем периодически (приблизительно через каждые 100 ч работы) все цепи должны быть тщательно обмерены, а с профилей трех-четырёх зубьев сделан слепок. При обмере цепей определяют как действительный шаг звеньев, так и средний шаг всего отрезка цепи [10]:

– действительный шаг $P_d = L - 0,5(d_1 + d_2)$, где L – измеряемое расстояние; d_1, d_2 – диаметры роликов;

– средний шаг $P_c = [L_0 - 0,5(d_1 + d_2)]/n$, где L_0 – длина отрезка цепи; n – число звеньев в отрезке.

Результаты обмера заносят в формуляр (см. работу [3]).

Для определения действительного шага рекомендуется использовать специальный шагометр [3].

Испытуемые цепи периодически смазывают маслом средней вязкости. Продолжительность работы муфты между очередными нанесениями смазочного материала должна быть установлена в зависимости от частоты вращения и действующей на цепь нагрузки [10].

Перед очередным обмером цепь необходимо снять со стенда, промыть и подвергнуть осмотру с целью обнаружения поломок ее деталей.

При испытаниях режимы работы муфт должны быть идентичны эксплуатационным. Получаемые результаты испытаний в дальнейшем используют как основу при расчете муфт на износостойкость.

Для проведения испытаний цепных муфт на износостойкость и сопротивление усталости можно использовать стенды различной конструкции [11].

Принципиальная схема стенда с замкнутым силовым потоком приведена в работе [3].

С помощью стенда можно установить большинство характеристик муфт (за исключением оценки КПД) в условиях относительного движения полумуфт, т. е. без учета влияния центробежных сил цепи. При этом значительно упрощаются условия испытаний и конструкции токосъемников, повышающих надежность тензометрирования.

Чтобы получить достоверные данные о работоспособности цепных муфт (т. е. с учетом влияния центробежных сил), испытания проводят на универсальном стенде [3]. На стенде могут быть испытаны как цепные передачи, так и муфты при максимальном приближении к условиям эксплуатации.

При испытаниях на вышеуказанных стендах могут быть получены не только значения параметров муфт, но также решены вопросы о типах привода и исполнительного органа, для которых применение цепных муфт наиболее рационально [12].

По результатам испытаний на этих стендах установлено, что закономерность изнашивания шарниров цепи, выраженная увеличением среднего шага в зависимости от наработки и критерия нагруженное k , соответствуют графикам, показанным в работе [3]. В начале работы происходит приработка трущихся поверхностей элементов шарнира, при этом зависимость ΔP от L_h нелинейная. Затем интенсивность изнашивания ($I = \Delta P / L_h$) становится постоянной. Чем выше значение k , тем больше I . Отметим, что характер зависимости ΔP

от L_h и k для цепей шага 15,875; 19,05 и 25,4 мм одинаков, что позволяет распространить полученные результаты на муфты с цепями других шагов.

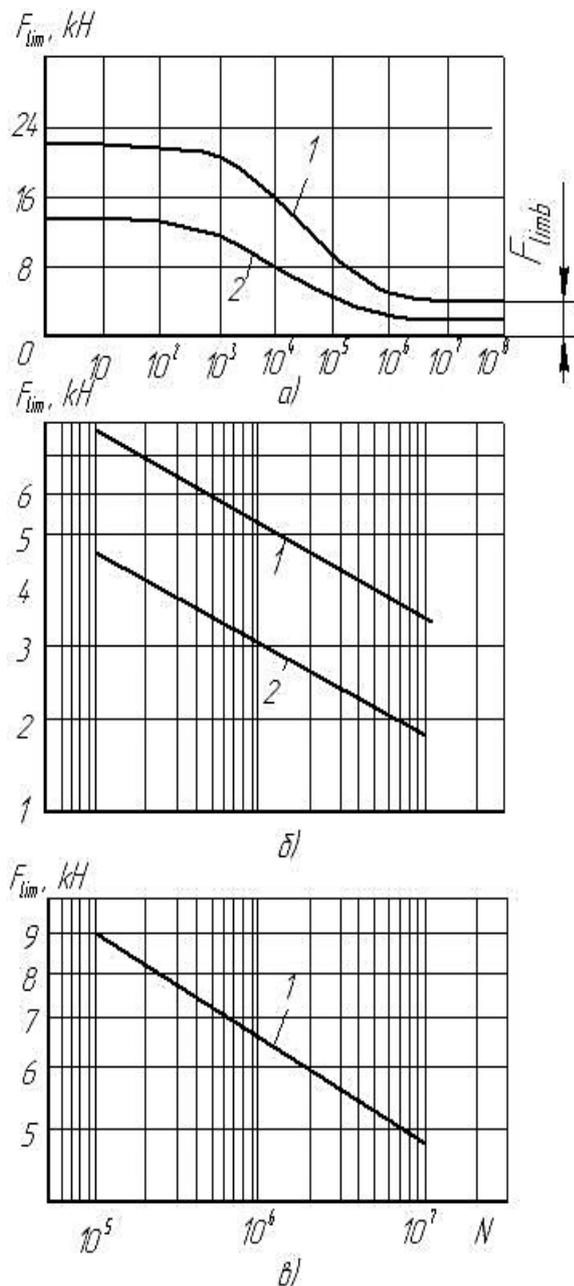


Рис. 2. Усталостные диаграммы приводных одно-рядных роликовых цепей: а, б – шага 15,875 мм; в – шага 19,05 мм; кривая 1 – для цепей передач; кривая 2 – для муфты

Fig. 2. Fatigue diagrams of single-strand drive roller chains: a, b – of 15.875 mm pitch; c – of 19.05 mm pitch; curve 1 – for drive chains; curve 2 – for coupling

Чтобы выявить характер и степень износа зубьев за возможно меньшее время испытаний, звездочки одной муфты могут

быть изготовлены из стали, не подвергавшейся термообработке. Это позволит за сравнительно небольшой период работы получить достоверные данные о закономерности износа зубьев полумуфт.

Сравнительные стендовые испытания цепных муфт различных типоразмеров позволяют установить их фактическую износостойкость при периодическом смазывании и различных значениях критерия нагруженности сопряжений. Режимы испытаний приведены в работе [3]. Критерий износостойкости K_ζ является важной характеристикой качества цепных муфт и его можно использовать для расчета их ресурса, обусловленного износом основных элементов.

Сопротивление усталости цепей является главным критерием надежности закрытых муфт. Их усталостную прочность характеризуют кривые усталости, представляющие собой зависимости предельной усталостной нагрузки M_{Tlim} от числа циклов ее изменения. Муфты испытывают до появления поломок деталей цепи или до достижения числа циклов нагружения, равного $6 \cdot 10^6$ и принятого за базовое.

Кривые усталости МЦО с цепями шагов 15,875 и 19,05 мм построены в полулогарифмических координатах (рис. 2). Испытания подтверждают, что наибольшую нагрузочную способность имеет муфта с промежуточным валом МЦПВ, а наименьшую – МЦО.

В качестве примера на рис. 2 по оси ординат отложено предельное усталостное натяжение цепи, соответствующее предельному усталостному моменту, нагружающему муфту. Следовательно, такое натяжение является предельной усталостной нагрузкой F_{Mlim} на цепь муфты.

Если сравнить F_{Mlim} с F_{limb} (F_{Mlim} и F_{limb} – предельные усталостные натяжения цепи соответственно в муфте и передаче, соответствующие базовому числу циклов), то значения коэффициента K_M ($K_M = F_{Mlim}/F_{limb}$), учитывающего особенность нагружения цепи в муфтах различных типов и цепных передачах, равны (таблица).

Коэффициент усталостного натяжения цепи, K_M

Table

Fatigue tension coefficient of the chain, K_M

Тип муфты	МЦО	МЦД	МЦПВ	МЦПКС
K_M	0,6	0,75	0,75	1,0

Значения F_{limb} получены при испытаниях на пульсаторе [3].

Коэффициент K_M является важной величиной. Он позволяет использовать (на первом этапе, пока не накоплены данные о

сопротивлении усталости муфт всех типоразмеров) результаты усталостных испытаний цепей [3] для расчета муфт на прочность.

Выводы

1. В соответствии с предложенной методикой выявлены статические характеристики цепных муфт основных конструкций, применяемых в машиностроении;

2. Предложенная методика экспериментального определения КПД компенсирующих муфт позволяет получить необхо-

димые для конструктора данные, которые дадут возможность на стадии проектирования привода машин выбрать вид муфты и нормировать точность монтажа соединяемых ею агрегатов.

3. Изложена методика стендовых и промышленных испытаний цепных муфт.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Сергеев, С.А. Стенд для испытания цепных муфт / С.А.Сергеев // Вестник машиностроения. 2009. №1. С. 84-85.
2. Методология проектирования цепных муфт : монография / С.А. Сергеев, Л.М. Червяков, И.П. Емельянов. – Palmarium Academic Publishing. Серия «Современное машиностроение». – Saarbrücken, Germany. 2011. 244с.
3. Цепные муфты: анализ и синтез : монография / С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ООО «ТНТ». – 2011. 398 с.
4. Пат. на полезную модель №109857. Стенд для статических испытаний цепных муфт / С.А.Сергеев, Д.В. Москалёв, Т.В. Дмитракова // заявл. 11.04.2011; опубл. 27. 10.2011 Бюл. №30. 2с.ил.
5. Климов, Н.С. Надежность цепных муфт / Н.С. Климов, В.Н. Трубников, С.А.Сергеев // Механическое оборудование металлургических заводов. 2016. № 1 (6). С. 47-53.
6. Сергеев, С.А. Статическое испытание цепных муфт / С.А.Сергеев // Технология металлов. Москва. 2011. №6. С.47-49.
7. Пат. на полезную модель №109858. Стенд для определения КПД компенсирующих муфт / Л.М. Червяков, С.А.Сергеев, Д.В. Москалёв, Т.В. Дмитракова // заявл. 08.04.2011; опубл. 27. 10.2011 Бюл. №30. 2 с.ил.
8. Сергеев, С.А. Испытание цепных муфт на износостойкость и сопротивление усталости / С.А. Сергеев // Технология металлов. Москва. 2011. №8. С.46-49.
9. Пат. на полезную модель №118058. Стенд для кинематического и динамического исследования компенсирующих муфт / Л.М. Червяков, С.А. Сергеев, Д.В. Москалёв, Т.В. Дмитракова // заявл. 04.05.2011; опубл. 10. 07.2012 Бюл. №19. 2с.ил.
10. Сергеев С.А. Повышение эффективности автоматизированного проектирования цепных муфт на основе создания их математической модели : специальность 05.13.06 «Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (технические системы)» : дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук / Сергеев Сергей Александрович ; Московский государственный технологический университет «СТАНКИН». Москва, 2007. 237 с. – Библиогр.: с. 187-202.
11. Пат. на полезную модель RU 226914 U1. Стенд для проведения испытаний конусообразных образцов на изнашивание / А.Ю. Албагачиев, И.С. Карцев // регистр. 20.12.2023; опубл. 28. 06.2024.
12. Sergeev, S.A. Development of computer aided design of chain coupling // Sergeev S.A. International Journal of Advanced Studies. 2015. Т. 5. № 4. С. 55-59.

REFERENCES

1. Sergeev SA. A test stand for the chain clutches. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2009;1:84-85.
2. Sergeev SA, Chervyakov LM, Yemelyanov IP. Methodology of designing chain couplings: monograph. Saarbrücken (Germany): Palmarium Academic Publishing; 2011.
3. Sergeev SA. Chain couplings: analysis and synthesis: monography. Stary Oskol: TNT LLC; 2011.
4. Sergeev SA, Moskalev DV, Dmitrakova TV. Patent for utility model No. 109857. Stand for static testing of chain couplings. 2011 Oct 27.
5. Klimov NS, Trubnikov VN, Sergeev SA. Reliability of chain couplings. *Mechanical Equipment of Metallurgical Plants*. 2016;1(6):47-53.
6. Sergeev, S.A. Static tests of chain couplings. *Technologiya Metallov*. 2011;6:47-49.
7. Chervyakov LM, Sergeev SA, Moskalev DV, Dmitrakova TV. Patent for utility model No. 109858. Stand for determining the efficiency of compensating couplings. 2011 Oct 27.
8. Sergeev SA. Wear resistance and fatigue resistance test of chain couplings. *Technologiya Metallov*. 2011;8:46-49.
9. Chervyakov LM, Sergeev SA, Moskalev DV, Dmitrakova TV. Patent for utility model No. 118058. Stand for kinematic and dynamic study of compensating couplings. 2012 July 10.
10. Sergeev SA. Improving the efficiency of computer-aided design of chain couplings based on the creation of their mathematical model [dissertation]. [Moscow (RF)]: Moscow State Technological University "STANKIN"; 2007.
11. Albagachiev AYu, Kartsev IS. Patent for the utility model RU 226914 U1. Stand for testing cone-shaped samples for wear. 2024 June 28.
12. Sergeev SA. Development of computer aided design of chain coupling. *Inter-national Journal of Advanced Studies*. 2015;5(4):55-59.

Информация об авторах:

Албагачиев Али Юсупович – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом, Scopus Author ID: 6507056730, тел. +79057006368.

Albagachiev Ali Yusupovich – Professor, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department, Scopus Author ID: 6507056730, phone: +79057006368.

Сергеев Сергей Александрович – кандидат технических наук, доцент, тел. +79606835490.

Sergeev Sergey Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, phone: +79606835490.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 10.11.2025; одобрена после рецензирования 24.11.2025; принята к публикации 29.12.2025. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 10.11.2025; approved after review on 24.11.2025; accepted for publication on 29.12.2025. The reviewer is Shalygin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.