

Олеат триэтаноламина легко совмещается с полиэтиленовой эмульсией, препятствует развитию коррозионных процессов на поверхности металлов (и прежде всего цветных) улучшает триботехнические характеристики СОЖ и легко удаляется с поверхности детали после обработки. При оптимальном подборе компонентов разработанная СОЖ обладает высокими триботехническими характеристиками (рисунок), позволяет снизить износ образцов примерно на 10—20% и пенообразование почти в 10 раз по сравнению с базовой СОЖ МХО-67.

Разработанная СОЖ может быть рекомендована для использования при механической обработке легких и цветных металлов и сплавов, а также коррозионно-стойких сталей. Промышленная проверка подтвердила ее высокие эксплуатационные характеристики.

Summary

A tribotechnical validation has been carried out of water miscible lubricants-coolants. The ways to improve polymer-based (low-molecular polyethylene) lubricants-coolants have been defined.

Литература

1. Курчик Н. Н., Вайншток В. В., Шахтер Ю. Н. Смазочные материалы для обработки металлов резанием (состав, свойства и основы производства). М., 1972.
2. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: Справочник / Под ред. С. Г. Энтелеса, Э. М. Берлинера. М., 1986.
3. Технологические свойства новых СОЖ для обработки резанием. / Под ред. М. И. Клушина. М., 1979.
4. Берлинер Э. М., Буяновский И. А. // Трение и износ. 1989. Т. 10, № 3. С. 466—472.
5. Носовский О. И., Караулов А. К., Томашевский Н. А. // Трение и износ. 1993. Т. 14, № 2. С. 398—406.
6. Натансон М. Э. // Проблемы трения и изнашивания. 1975. № 8. С. 153—157.

Институт механики металлополимерных систем
им. А. В. Белого АН Беларуси

Поступила в редакцию
14.02.94

УДК 681.178:621.83

В. М. ПАШКЕВИЧ

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА К ОБОСНОВАНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Большинство передач, используемых в приводах технологических систем, эксплуатируются при нагрузках, изменяющихся во времени. При этом нагрузка, как правило, меняется по гармоническому или случайному закону. Поэтому одной из задач проектирования передач является обеспечение соответствия их внутренних свойств предстоящим условиям эксплуатации.

Учет динамических условий эксплуатации передач на стадии их расчета осуществляется коэффициентом режима работы [1]. Он рассчитывается по приближенной формуле, в которой используется ряд других также приближенно определяемых коэффициентов [1]. Ввиду этого передачи часто имеют низкую надежность и высокую металлоемкость.

Ряд исследователей под динамикой передач понимает динамику ее элементов — валов, зубьев, зубчатых колес и т. д. [2, 3]. Хотя методически такой подход верен и по динамике составляющих звеньев можно оценить динамику составленной из них системы, но в ряде случаев он не оправдывает себя и передачи остаются по-прежнему недолговечными.

С позиций системного анализа данный подход является поступенным рассмотрением свойств передачи как системы «снизу вверх». Это озна-

чает, что по свойствам элементов и их взаимосвязям устанавливается системный признак. Такое рассмотрение передачи является рассмотрением ее как «белого ящика», т. е. системы, состоящей из известных элементов, соединенных между собой известным образом [4]. Однако здесь не учитывается то обстоятельство, что формально невозможно полное описание системы. Это было доказано К. Геделем в так называемых теоремах о неполноте [5].

Возможен и другой подход. Он характеризуется последовательным движением «сверху вниз», т. е. по известному системному признаку устанавливаются свойства элементов, образующих систему. Этот подход может быть охарактеризован как подход к передаче как к «черному ящику». По известным сигналам на входе и выходе системы строится модель внутренней структуры. Затем она сравнивается с известной структурой передачи, устанавливаются корреляционные зависимости между системным признаком и свойствами звеньев. Зная такие зависимости, можно управлять системным признаком, изменяя характеристики звеньев. Таким образом, задача решается путем перехода от «черного ящика» к «серому» и затем к «белому», что является стандартной процедурой системного анализа [4].

Для реализации данного метода нами была разработана автоматизированная на основе ПЭВМ система контроля выходных параметров передач [6]. Она собрана по открытой схеме и содержит приводной двигатель, нагрузочный (порошковый тормоз), преобразователи крутящего момента и частоты вращения, установленные на входном и выходном валах передачи. Сигналы преобразователей вводятся в ПЭВМ посредством интерфейса аналогового ввода, записываются в ПЗУ и затем обрабатываются с помощью пакета прикладных программ в зависимости от задач исследований, а также представляются в виде графиков и таблиц. Автоматизированная система позволяет экспериментально получать ряд динамических характеристик, которые не предусматриваются стандартным алгоритмом контроля (АЧХ и ФЧХ передачи, переходная характеристика и передаточная функция передачи, а также динамическая нагруженность валов).

Для получения этих характеристик, была разработана динамическая модель, рассматривающая передачу как единое целое, без учета ее внутренней структуры. Согласно этой модели, передаточная функция передачи может быть описана выражением

$$W_p(p) = \frac{ke^{-\tau_0 p}}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}, \quad (1)$$

где k — коэффициент усиления; T_1 и T_2 — постоянные времени; τ_0 — постоянное запаздывание.

Описанный подход к передаче как к «черному ящику» и широко используемый метод расчета передачи как «белого ящика» не противоречат друг другу, а скорее являются взаимодополняющими процедурами анализа и синтеза передачи. В то же время использование одного из них в отдельности от другого (как это и происходит на сегодняшний день), т. е. игнорирование системности, является метафизичным по существу и не приводит к достижению поставленной цели.

Использование системного подхода, позволяющего абстрагироваться от конкретной конструкции и рассмотреть ее как систему высшего порядка, состоящую из систем низшего порядка, оказалось в высшей степени плодотворным и позволило получить ряд важных в практическом отношении выводов, неочевидных при обычном рассмотрении. Речь идет о том, что рассмотрение передачи как системы высшего порядка по отношению к элементам, составляющим передачу, как системам низшего порядка диктует необходимость рассмотрения в свою очередь передачи как системы низшего порядка по отношению к технологической системе

высшего порядка, в которую передача включена как составной элемент. Поэтому с полным основанием можно утверждать, что если передача как система — больше, чем простая сумма составляющих ее звеньев, то и технологическая система — больше, чем простая сумма ее элементов — передач, исполнительных механизмов и т. д. Всегда имеется некий системный, эмерджентный признак, отличающий систему от простой суммы ее элементов [4].

Любую систему по определению можно считать системой изолированной, т. е. отделенной от окружающей среды (внешних воздействий) с целью сохранения в равновесии ее внутренней структуры. Это означает, что система проявляет себя как гомеостат, т. е. как система с постоянством внутренней среды [7]. Однако понятие «изолированная система» является только абстракцией. Идеальных изолированных систем в природе не существует. Поэтому реальные системы открытые, а протекающие в них процессы являются необратимыми [8]. Их необратимость означает некоторую перестройку внутренней структуры системы, что и приводит к неоднозначности реакции системы на определенное внешнее воздействие. Для механических передач такая неоднозначность может объясняться тем, что эти передачи представляют собой системы не с сосредоточенными, а с распределенными параметрами [8, 9]. Это означает, что передача состоит из элементов, непрерывно распределенных в конечных областях пространства, так что происходящие в них движения передаются от одного элемента к другому и не могут быть идеализированы как движения масс с фиксированной внутренней структурой. Несмотря на это, для описания движения передач используются уравнения движения механизма с одной степенью свободы в виде [9]

$$ax'' + bx' + cx = F(t) \quad (2)$$

или

$$T_2^2 y'' + T_1 y' + y = kx, \quad (3)$$

где x — обобщенная координата; a — инерционный коэффициент (приведенная масса при линейной обобщенной координате или приведенный момент инерции при угловой обобщенной координате); b — приведенный коэффициент сопротивления, учитывающий не только силы трения, зависящие от относительной скорости трущихся поверхностей (трение близкое к жидкостному), но и другие силы сопротивления, зависящие от x ; c — приведенный коэффициент жесткости, учитывающий не только силы упругости, но и другие силы, линейно зависящие от обобщенной координаты x ; $T_1 = b/c$, $T_2 = \sqrt{a/c}$ — постоянные времени; $y = x/x_{\max}$ — безразмерная координата; $k = F_{\max}/(c \cdot x_{\max})$ — передаточный коэффициент или коэффициент усиления.

Именно для решения уравнения (3) разрабатывалась динамическая модель вида (1). Однако как существующий способ расчета передач, так и данная динамическая модель не учитывают ряд обстоятельств. Во-первых, в силу сложности передачи как системы, не представляется возможным учесть все силы, влияющие на коэффициенты a , b , c или на постоянные времени T_1 и T_2 . Во-вторых, считается, что величины a , b , c , T_1 и T_2 — постоянные. Исходя из этих условий и ведется расчет передач. Однако эти коэффициенты зависят от нагрузки, поэтому и расчеты в общем случае верны только для статических условий работы передач. Покажем, что постоянные времени T_1 и T_2 , входящие в динамическую модель (1), зависят от выходной нагрузки $M_{\text{вых}}$.

Видно, что T_2 , $T_1 = f(c)$, где c — коэффициент, учитывающий силы упругости. Силы упругости элементов передачи пропорциональны внешнему воздействию (моменту), т. е.

$$F_{\text{уп}i} = k_i \frac{M_{\text{вых}}}{r} = f(M_{\text{вых}}),$$

где k_i — коэффициент упругости i -го звена; $M_{\text{вых}}$ — момент на выходном валу; r — приведенный радиус звена.

Поскольку коэффициент c учитывает все силы упругости $F_{\text{упр}i}$, то в общем случае он также зависит от $M_{\text{вых}}$, т. е. $c = f(M_{\text{вых}})$, и, следовательно, T_1 и $T_2 = f(M_{\text{вых}})$.

Кроме того, в выражении (1) коэффициент усиления

$$k = M_{\text{вых}}/M_{\text{вх}} = U\eta,$$

где U — передаточное отношение; η — КПД передачи, также не является величиной постоянной. Исследования [10] показали, что величина КПД передачи зависит от нагрузки, а потому и $k = f(M_{\text{вых}})$. Таким образом, и передаточная функция (1) передачи также зависит от нагрузки, т. е.

$$W(p) = f(M_{\text{вых}}), \quad (4)$$

и передача представляет собой неизолированную систему, изменяющую под действием внешней среды ($M_{\text{вых}}$) свою структуру. Это позволяет сделать важный вывод о том, что реакция передачи на внешнее воздействие зависит не только от ее внутренних свойств, но и от внешней среды (технологической системы — системы более высокого порядка), в которую она помещена. Следовательно, строго говоря, не существует в общем смысле «внутренней структуры», «динамических характеристик» объекта или передачи «самих по себе». Внутренняя структура и динамические характеристики системы и ее свойства изменяются под действием внешних условий и могут быть определены только относительно конкретных свойств системы более высокого порядка, в которую включена как составляющий элемент данная система. Это положение и иллюстрирует теорему Геделя о неполноте [5].

Эти положения были экспериментально доказаны. На рис. 1 приведена зависимость постоянной времени первого порядка T_2 от нагрузки $M_{\text{вых}}$. Исследования проводились на планетарных шариковых редукторах с передаточным отношением $U=8$. Видно, что нагружение и разгрузка передачи характеризуются различными кривыми, а их совокупность представляет собой гистерезисную петлю: разгрузка передачи учитывает историю нагружения. Максимальные и минимальные значения постоянных времени отличаются примерно на 25%. Это означает, что хотя на разных уровнях нагружения свойства передачи различные, но и в этом случае передача стремится на каждом участке сохранить свою измененную структуру.

Экспериментальная гистерезисная петля позволяет сделать некоторые выводы. Если передача используется в точной механике, например, устройствах автоматического управления, то требованием к ней является сохранение практически неизменных ее динамических характеристик на любых уровнях нагружения. Поэтому передачу с гистерезисной

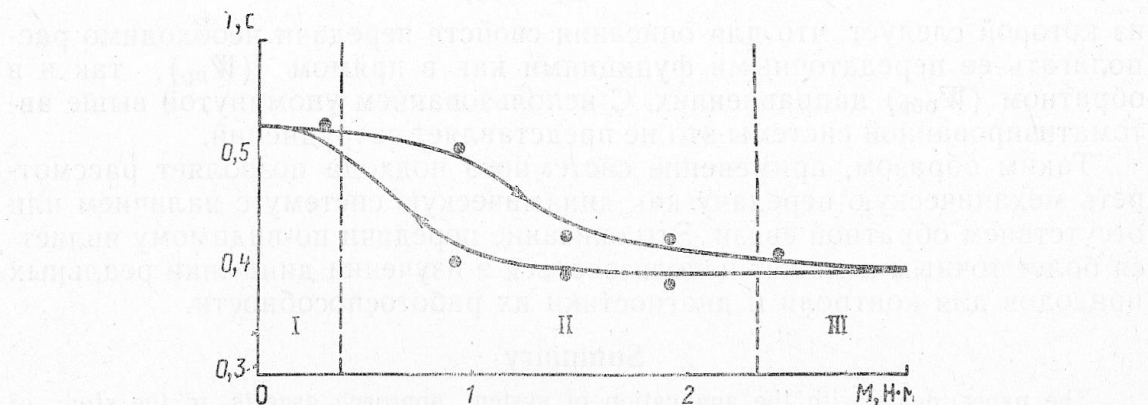


Рис. 1. Экспериментальная зависимость постоянной времени первого порядка от нагрузки

петлей, представленной на рис. 1, можно рекомендовать для эксплуатации в зонах нагрузки I и III, избегая зоны II, в которой ее динамические характеристики учитывают историю нагружения, т. е. будут неоднозначными. Петля гистерезиса характеризует передачу как совокупная, интегральная характеристика. Ее ширина может использоваться для диагностики работоспособности передач: уширение петли в процессе эксплуатации характеризует совокупный износ деталей передачи.

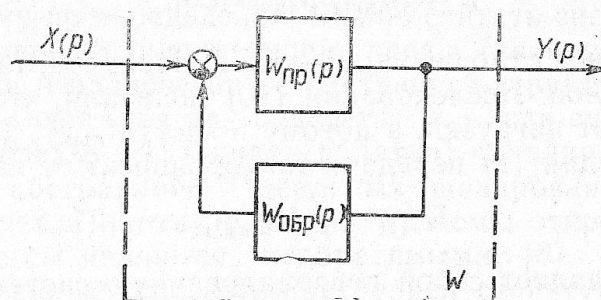


Рис. 2. Динамическая модель передачи

Для описания свойств передач в динамике целесообразно рассматривать передачу как звено с обратной связью. Известно [1], что

$$Y(p) = W(p) \cdot X(p),$$

где $X(p)$, $Y(p)$ — изображения по Лапласу входного воздействия и отклика передачи. Поэтому с учетом (4) это выражение представим в виде

$$Y(p) = f(Y(p)) \cdot X(p). \quad (5)$$

Таким образом, выходной сигнал передачи зависит от этого же выходного сигнала и представляет собой величину неоднозначную. Известно, из курса теории автоматического управления [11], что выражение, подобное (5), описывает звенья с обратной связью.

Поскольку модель, не учитывающая обратную связь, предполагает, что передача представляет собой абсолютно жесткую систему, то из (5) следует, что эта модель в общем случае не верна. Если передача не является самотормозящей, то всегда существует «проводимость» момента не только в направлении от входа к выходу, но и обратная — от выхода ко входу. Поэтому можно заменить передачу совокупностью двух фиктивных звеньев, соединенных по принципу обратной связи (рис. 2). При этом в прямом направлении передача обладает передаточной функцией $W_{пр}$, в обратном направлении — $W_{обр}$. Если передача является самотормозящей, то $W_{обр} = 0$ и мы приходим к классической схеме $W = W_{пр}$. В случае же отсутствия самоторможения передаточная функция передачи будет описываться соотношением

$$W = \frac{W_{пр}}{1 \pm W_{пр} \cdot W_{обр}}, \quad (6)$$

из которой следует, что для описания свойств передачи необходимо располагать ее передаточными функциями как в прямом ($W_{пр}$), так и в обратном ($W_{обр}$) направлениях. С использованием упомянутой выше автоматизированной системы это не представляет затруднений.

Таким образом, применение системного подхода позволяет рассмотреть механическую передачу как динамическую систему с наличием или отсутствием обратной связи. Это описание передачи по-видимому является более точным и может использоваться в изучении динамики реальных приводов для контроля и диагностики их работоспособности.

Summary

The paper deals with the application of system approach aspects to the study of gear dynamics. It has been shown that the transfer function is not constant and depends not only on the intrinsic properties of the gear but on the performance of a higher order

system including the gear itself. On the basis of the experimental research done with a computer-aided system, dependences proving theoretical assumptions were revealed. A dynamic model taking into account presence or absence of the gear selfbreaking is described in the paper.

Литература

1. Бойко Л. С., Высоцкий А. З., Галиченко Э. Н. и др. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник. М., 1984.
2. Хомяков Е. И. Моделирование на ЭВМ динамики реальной зубчатой передачи. М., 1987. Деп. в ВИНТИ 6749-B87.
3. Terauchi Yoshio, Nagatsuma Kazuteru. Исследование динамических характеристик косозубых конических передач//Нихон кикай гаккай ромбунсю. Trans Jap. Soc. Mech. eng. 1986, N 8. P. 88—110.
4. Перегудов Ф. И., Тарасенко Ф. П. Введение в системный анализ. М., 1989.
5. Математический энциклопедический словарь. М., 1988.
6. Пашкевич М. Ф., Геращенко В. В., Рязанцев А. Н., Пашкевич В. М. //Тез. докл. междунаро. науч.-техн. конф. /Под ред. д. т. н. проф. В. А. Горохова. В 2 ч. Минск, 1994. Ч. 2. С. 121—123.
7. Волков Л. Н. // Гомеостатика живых, технических, социальных и экологических систем. Новосибирск, 1990.
8. Физический энциклопедический словарь. М., 1984.
9. Левитский Н. И. Колебания в механизмах. М., 1988.
10. Пашкевич М. Ф., Геращенко В. В. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания. Минск, 1992.
11. Анхимюк В. Л. Теория автоматического управления. Минск, 1979.

Могилевский машиностроительный институт

Поступила в редакцию
12.07.95