Рисунок 2 – Поперечное сечение соединения с наиболее устойчивым к внешним факторам

Данное соединение было создано при длине ленты 4.08 мм, материале CN, со стандартными формами панча и матрицы, глубокими выточками, а также при условии, что компоненты были термоциклированы перед процессом обжимки. Сопротивление перед термоциклированием ($t=23^{\circ}\text{C}$) составило в среднем 0.4 Ом. Сопротивление после термоциклирования ($t=23^{\circ}\text{C}$), составило в среднем 0.43 Ом, что является увеличением изначального электрического сопротивления всего на 7.5%, что является лучшим результатом среди всех проведённых экспериментов. Сопротивление на температуре $t=235^{\circ}\text{C}$ составило 0.71 Ом, что может говорить о том, что увеличение сопротивления при $t=235^{\circ}\text{C}$ по отношению к сопротивлению при $t=23^{\circ}\text{C}$ перед термоциклированием составило 77.5%, что также является абсолютно лучшим показателем среди 30 различных вариантов конфигураций для экспериментов.

Таким образом, были найдены наилучшие на данный момент условия для создания максимально устойчивого к внешней среде соединения, из чего можно сделать вывод, что конфигурация, при котором оно было создано – является наиболее рекомендуемой для создания обжимных соединений. Данный факт, в последствии, сможет стать отправной точкой для начала процесса разработки различных систем измерений технологических параметров для дополнения автоматизированной установки для создания обжимных соединений.

1. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-104, No. 5, May 1985, THERMAL PERFORMANCE OF SPLICES AND TERMINALS IN PIPE-TYPE CABLE SYSTEMS. J.B.PRIME, J.G.VALDES, C.J. MACIAS, J.SELSING.
2. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1996, DYNAMIC FINITE ELEMENT ANALYSIS SIMULATION OF THE TERMINAL CRIMPING PROCESS, G.Villeneuve, D.KULKAMI, P.BASTANGEL, D.BERRY.
3. Volkswagen. Crimp connections. Solderless electrical connections. VW 60330. – Group standard. – 12/2013.

Тащилин Л.Н.

Принципы конструирования и критерии выбора приводов

(Россия, Санкт-Петербург)

doi: 10.18411/lj-06-2019-146

idsp: ljjournal-06-2019-146

Аннотация

Статья посвящена изучению принципов конструирования различных по физическим основам приводов машин, описанию их основных характеристик, их достоинств и недостатков, сходные и отличительные черты. Детально рассмотрены

основные критерии, по которым следует оценивать целесообразность применения того или иного привода. Отдельное внимание уделено понятию «энтропии системы», которая определяет степень неопределенности информации. Рассмотрены перспективы развития и направления усовершенствования технических характеристик приводов.

Ключевые слова: энергия движение, КПД, машина, механизм, передача, привод, энтропия.

Abstract

The article is devoted to the study of the design principles of different physical bases of machine drives, the description of their main characteristics, their advantages and disadvantages, similarities and differences. Details the basic criteria by which to assess the feasibility of application of a drive. Special attention is paid to the concept of "entropy of the system", which determines the degree of uncertainty of information. Prospects of development and directions of improvement of technical characteristics of drives are considered.

Key words: energy motion, efficiency, machine, mechanism, transmission, drive, entropy.

Широкое использование машин и механизмов способствует механизации и автоматизации технологических процессов в различных отраслях промышленности. Эффективность их использования во многом зависит от технических возможностей приводного устройства. Техничко-экономические показатели приводов должны соответствовать как условиям эксплуатации машин и механизмов, так и режимам их работы.

Привод преимущественно определяет совершенство, надежность, функциональные возможности, стоимость и другие технико-экономические показатели машин и механизмов. Критериями выбора привода обычно является доступность его изготовления или приобретения, КПД, габаритные размеры, вес, стоимость затрат на изготовление при соответствии основных рабочих характеристик (мощность, частота вращения рабочего вала) требованиям эксплуатации. Однако исследования, проведенные отечественными и зарубежными учеными [1; 2], касающиеся вопросов совершенствования приводов машин, показали необходимость учета дополнительных требований, таких как повышенная удельная мощность, возможность регулировки скорости транспортировки и крутящего момента, реализация необходимого закона управления.

Поэтому при разработке новой или усовершенствовании существующей машины необходимо значительное внимание уделить выбору рациональной схемы ее привода с помощью критериальных оценок с целью обеспечения улучшенных технико-экономических показателей.

При выборе приводов следует обязательно учитывать характеристики взаимных статистических связей признаков, которые отражают взаимосвязи между различными физическими процессами в приводе. Знание взаимных статистических связей признаков позволяет при необходимости устанавливать значения одних признаков по значениям других. Взаимосвязанные признаки часто называют структурными.

В процессе выбора принципов конструирования и критериев выбора приводов необходимо отдавать предпочтение тем признакам, которые имеют наибольшую диагностическую ценность, которые удобно определять, измерять в процессе эксплуатации и обрабатывать при анализе. При этом необходимо отметить, что выбор и оптимизация диагностических признаков зависят от выбранного метода диагностирования, что является чрезвычайно сложным и ответственным заданием.

Наиболее общий подход к выбору диагностических признаков для оценки технического состояния приводов заключается в анализе потерь информации, связанных с неполнотой контроля параметров.

Анализ особенностей эксплуатации различного оборудования позволил установить преимущества встроенных приводов, которые отличаются компактностью, небольшим весом, высокой удельной мощностью, меньшим количеством составляющих узлов.

Центральное место в теории информации занимает понятие «энтропия системы», которая определяет степень ее неопределенности. Энтропия $H(E)$ системы E , которая имеет n возможных x состояний с вероятностями их возникновения $P(E_1)$, $P(E_2)$, $P(E_n)$, и определяется как:

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log \frac{1}{P(E_i)} = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log P(E_i)$$

В формуле логарифм может быть взят при любой основе, поскольку изменение основы логарифма приводит только к появлению множителя, то есть к изменению единицы измерения.

Часто энтропию системы рассчитывают по двоичным логарифмам, тогда:

$$H(E) = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i)$$

В этом случае в качестве единицы энтропии принимают степень неопределенности системы, которая имеет два возможных равновероятных состояния. Эта единица измерения называется двоичной единицей или битом. Энтропия системы является средним значением энтропии отдельных ее состояний.

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) H(E_i)$$

В уравнении $H(E_i)$ является оценкой неопределенности отдельного состояния системы и определяется в соответствии с зависимостью:

$$H(E_i) = \log_2 [1/P(E_i)]$$

Энтропия системы, которая имеет n равновероятных состояний, определяется по формуле:

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i) = n \frac{1}{n} \log_2 n = \log_2 n$$

Энтропия сложной системы, которая состоит из систем A и B , рассчитывается по формуле:

$$H(AB) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i B_j) \log_2 P(A_i B_j)$$

где n и m - соответственно количество возможных состояний систем A и B .

Если системы A и B статистически независимы, то энтропия системы AB равна сумме энтропии систем A и B :

$$H(AB) = H(A) + H(B)$$

Если системы A и B статистически зависимы, то энтропия сложной системы может быть определена из зависимостей:

$$H(AB) = H(A) + H(B/A) \text{ или } H(AB) = H(A) + H(A/B)$$

где $H(B/A)$ и $H(A/B)$ - соответственно условные энтропии системы B в отношении системы A и системы A относительно системы B .

Условная энтропия $H(B/A)$ является средним (ожидаемым) значением системы B при различных возможных реализациях системы A :

$$H(B/A) = \sum_{i=1}^n P(A_i) H\left(\frac{B}{A_i}\right) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i) P(B_j/A_i) \log_2 P(B_j/A_i)$$

При выборе технических характеристик информацию о состоянии системы определяют как разницу энтропии системы до и после получения информации. Если начальная энтропия системы равна $H(E)$, а после получения информации $H^*(E)$, то внесенная информация:

$$J = H(E) - H^*(E)$$

При выборе привода (системы E) информацию о его техническом состоянии получают с помощью системы диагностики (системы K). Средняя информация или информативность системы K относительно системы E определяется как:

$$J_E(K) = H(E) - H(E/K)$$

Таким образом, информация будет определяться как разница между начальной энтропией привода и его энтропией после того как стало известно значение контролируемых технических признаков привода и их вероятностная связь с техническим состоянием объекта контроля. Поскольку системы E и K являются связанными, значение состояния системы E изменит априорную вероятность состояния системы K . Например, если привод находится в неисправном состоянии, то вероятность поступления каких-либо сигналов от системы диагностирования также изменится.

Таким образом имеем важное для технического выбора свойство взаимности информации, которое записывается равенством:

$$J_E(K) = J_K(E)$$

где $J_K(E)$ – средняя информация, содержащаяся в системе E относительно системы K :

$$J_K(E) = H(K) - H(K/E)$$

Итак, с учетом вышеизложенного формализуем более подробно принципы конструирования и критерии выбора приводов с расширенными технологическими возможностями.

Приводы общепромышленного назначения можно разделить на:

- отдельные приводы (РП), которые состоят из электродвигателя, нормализованного редуктора, соединительных муфт, механических передач (зубчатых, ременных, цепных);
- комплектные приводы, к которым относятся мотор-редуктор (МР),
- редукторные электродвигатели (РЭД);
- встроенные приводы (ВП).

МР отличаются наличием электродвигателя фланцевого исполнения, который закреплен на корпусе редуктора, а в РЭД электродвигатель и редуктор смонтированы в одном общем корпусе или на одной корпусной детали.

К ВП относятся мотор-барабаны (МБ) конвейеров, приводы лебедок, расположенных внутри барабанов, тельферы, силовые головки и шпинделя агрегатных станков и тому подобное.

При выборе привода определенных параметров (мощность, скорость выходного вала) всегда желательно иметь устройство с наиболее высоким КПД, малым габаритом, низким весом и приемлемой стоимостью.

Обобщенным критерием, определяющим экономическую целесообразность выбранного типа привода, принимаем минимум суммы затрат на его изготовление и эксплуатацию.

Приблизительно будем считать стоимость расходов на изготовление привода равную оптовым ценам $\Pi_{\text{опт}}$ на его составные узлы. Расходы на обслуживание, ремонт, амортизацию принимаем равными для новой и базовой разработок и по причине их

небольшого значения, по сравнению с затратами на электроэнергию, которая теряется в приводе, учитывать не будем.

Тогда экономически эффективным будет тот вариант привода, у которого минимум суммы расходов E [3].

$$E = C_{\text{опт}} + t_0 k (1 - \varphi) \frac{P}{\varphi}$$

где, t_0 – время работы привода в течение года;

k – стоимость 1 кВт·ч;

φ – КПД привода;

P – мощность на ведомом валу.

Мощность P может быть определена по формуле:

$$P = \frac{1}{N} \int_0^T P' dt$$

где T – продолжительность работы привода;

$P' = P(t)$ – закон изменения мощности в функции времени.

Анализ выражения показывает, что при одинаковой передаваемой мощности, минимальная величина суммы расходов зависит от затрат на изготовление привода $C_{\text{опт}}$ и величины КПД.

Вторая составляющая этого выражения существенно зависит от выбора схемы привода, так как величина КПД определяется потерями энергии в механических передачах, подшипниках, муфтах и других элементах привода. Преобладающее влияние на величину потерь энергии привода имеет КПД механических передач, которые в нем используются.

1 – планетарные типов I, II, III; 2 – рядовые; 3 – планетарные типа VI с цевочным сцеплением; 4 – планетарные типов IV и V; 5 – червячные глобоидные; 6 – червячные цилиндрические

Рис. 8 Зависимость КПД основных типов передач от передаточных чисел

Поскольку в МР, РЭД, МБ механические передачи с гибкой связью, как правило, не применяются, то для выбора наиболее рационального вида механических передач сравнительных приводов по величине КПД целесообразно воспользоваться графиками для зубчатых передач, которые отображены на рисунке 8.

Наибольшие значения КПД имеют планетарные типов I, II, III, рядовая передача, а также планетарная цевочная передача. Как видно из рисунка 8, для значений передаточного числа $u < 20$ величины КПД этих передач существенно не отличаются и при равных условиях необходимо отдавать предпочтение рядовой передаче, как наиболее конструктивно простой и технологической.

Второй важной критериальной оценкой является габарит привода. На рисунке 9 показаны габаритные размеры РП, МР, РЭД и МБ (в одной проекции) одинаковой мощности и частоты вращения приводного барабана.

Рис. 9 Габариты РП (а), МБ (б), РЭД (в) и МР (г) одинаковых параметров

Необходимо отметить, что представленная схема РП является простой, так как между электродвигателем и редуктором или редуктором и приводным барабаном может быть устроена зубчатая, ременная или цепная передачи, что увеличивает его габариты.

Сравнительный анализ габаритных размеров приводов конвейеров показывает, что наименьшим он является у МБ, который в 1,7 раз меньше, чем в РЭД, в 1,75 раз - чем в МР и в 2,2 раза - чем в РП.

Третьим критерием является вес привода, который на стадии проектного поиска технического решения может быть приближенно определен в зависимости от габаритного объема. Для этого необходимо использовать коэффициент заполнения габаритного объема k_3 и тогда вес G определяется по формуле:

$$G = V\gamma k_3$$

где V – объем механической части привода;

γ – усредненный удельный вес материалов передачи;

k_3 – коэффициент заполнения габаритного объема.

Для РП, электрического и гидравлических МБ определены коэффициенты заполнения габаритного размера k_3 , значения которых приведены в таблице 1.

Таблица 1

Коэффициент заполнения габаритного объема k_3 и удельная мощность k_n для различных типов приводов

Тип привода	k_3	k_n Вт/кг
Раздельный привод:	0,72	14,5
Мотор-барабан электрический	0,54	27,2
Мотор-барабан гидравлический с:		
рядовой двупотоковой передачей	0,2	55,1
специальным гидродвигателем	0,5	32,2
одноступенчатыми рядовыми передачами	0,45	35,6
волновыми передачами	0,4	–
двухступенчатой соосной передачей (четырёх потоковая)	0,3	53,7
с трехступенчатой поточно-цилиндрической соосной передачей	0,38	–
с трехступенчатой цилиндрическо-поточной соосной передачей	0,35	29,9
с двумя рядовыми двупотоковыми передачами	0,35	67,6

На рисунке 10 приведена графическая зависимость веса четырех типов приводов (в РП учтен вес рамы, а в МБ – вес барабана) от мощности для различных скоростей ведомого звена.

Кроме приведенных критериев важным показателем является удельная мощность привода, которая определяет эффективность расходов подведенной к приводу энергии. Приведенные в таблице 1 значения этого показателя свидетельствуют о наиболее эффективном использовании потребляемой мощности в МБ.

Проведенный анализ по критериальным оценкам указанных типов приводов конвейеров показал эффективность замены РП на встроенные приводы (МБ), среди которых предпочтение необходимо отдавать гидроприводным устройствам. Главным фактором, обуславливающим преимущество гидрообъемных приводов вращательного движения по сравнению с электроприводом, является физический принцип действия.

Рис. 10 Зависимость веса отдельного привода РП, мотор-редуктора МН, редукторного электродвигателя РЭД и мотор-барабана от мощности для различных скоростей тихоходного вала

Гидродвигатель работает с удельным силовым напряжением (то есть давлением) 6,3 ... 25 МПа и выше, а в магнитном зазоре электродвигателя удельное силовое напряжение составляет только 0,7 МПа [4]. Можно также отметить еще ряд главных факторов, которые определяют преимущества гидравлических приводов, они детально изложены в трудах [5; 6; 7].

Специфика конструкции МБ, которая заключается в ограничении габаритных размеров передаточного механизма внутренним пространством корпуса барабана, требует гармоничного сочетания габаритных размеров механических передач с их передаточными отношениями. Анализ размеров различных типов передач для соответствующих диапазонов по передаточным числам [8] позволяет оценить область их применения с точки зрения обеспечения оптимальной компоновки встроенного привода.

Поиски средств снижения динамических нагрузок в ленте конвейера при нестационарных режимах, а также обеспечение надежного и бесперебойного транспортирования в условиях переменных грузопотоков, привели к необходимости формирования дополнительных требований к приводным устройствам, касательно возможности регулирования скорости транспортировки, крутящего момента, заданного закона управления работой привода. Поставленные задачи в гидравлическом МБ успешно решаются с помощью средств гидроавтоматики.

На рисунке 11 приведена конструкция МБ, которая содержит корпус барабана 1, в который вмонтирован привод, состоящий из гидродвигателя 2 и передаточного механизма 4 в виде трехступенчатого редуктора с цилиндрическо-поточной передачей. Гидродвигатель 2 установлен внутри правой полуоси 3 и закреплен на торцевой поверхности крышки редуктора. Выходной вал редуктора установлен на подшипниках, расположенных в левой полуоси 6 и на нем закреплен приводной диск 5, скрепленный

с кольцом 7, которое жестко скреплено с корпусом барабана 1. Для подвода и отвода жидкости в правой полуоси предусмотрены осевые каналы.

Рис. 11. МБ с трехступенчатым цилиндрически-поточным соосным редуктором

МБ работает следующим образом.

Рабочая жидкость под давлением через осевой канал поступает в рабочую камеру гидродвигателя 2. В результате взаимодействия рабочей жидкости с роторными элементами гидродвигателя 2, происходит вращение его выходного вала, который через быстроходные, промежуточные и тихоходные ступени передаточного механизма 4 передает движение приводному диску 5, этот диск через кольцо 7 дает вращение корпусу 1 барабана.

Рабочая жидкость, которая потеряла энергию, через трубопровод и осевой канал поступает на слив. Изменяя давление и расход рабочей жидкости в гидросистеме, можно изменять крутящий момент и частоту вращения барабана.

Итак, гидравлические МБ отличаются рациональными кинематическими схемами, небольшими габаритами и числом сборочных единиц, высокой удельной мощностью. К преимуществам МБ можно отнести технологичность и возможность высокой унификации узлов, удобство монтажа на рабочем месте, а также отсутствие вращающихся частей, выступающих наружу.

1. Ловейкин В.С. Экономическое обоснование использования крановых частотно-управляемых приводов / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Научно-технический, производственно-экономический и информационный журнал «Подъемно-транспортное дело». – 2013. – №1. – С. 23-25.
2. Пожбелко В.И., Куц Е.Н. Разработка метода структурного синтеза многоконтурных рычажных механизмов с многократными шарнирами на основе базисных групп // Теория механизмов и машин. – 2018. – Т. 16. – №4(40). – С. 136-149.
3. Артёмов И.И., Чуфистов Е.А., Чуфистов О.Е. Универсальный привод с планетарно-цевочной передачей // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. – 2019. – Т. 8. – №1(45). – С. 122-126.
4. Балденко Ф.Д., Кривенков С.В. К вопросу классификации и унификации характеристик гидравлических двигателей // Бурение и нефть. – 2018. – №1. – С. 26-37.
5. Кызыров К.Б., Митусов А.А., Решетникова О.С. Параметрическое исследование системы распределения жидкости гидромолота // Труды Университета. – 2018. – №3(72). – С. 37-40.
6. Коваленко А.А., Чубарова И.А., Андрийчук Н.Д., Гусенцова Я.А. Гидравлический привод в системах теплообмена // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – 2018. – №8(14). – С. 82-86.
7. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимальный синтез приводных шарнирных соединений гидравлических манипуляционных систем мобильных кранов // Записки Горного института. – 2018. – Т. 232. – С. 413-420.
8. Бугаенко В.В., Брюховецкая Е.В. Характеристики гидропривода при дроссельном способе регулирования с параллельной установкой дросселя // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – 2018. – №4(10). – С. 14-21.