Содержание

Введение ………………………………………………………………………………3

1. Общие положения и инструмент………………………………………………….3

### 2. Соединения заформовкой и запрессовкой………………………………………..7

3. Соединения с натягом и его тенденции…………………………………………..9

4. Расчет соединений и подбор посадки с натягом………………………………...11

5 Литература …………………………………………………………………………22

Введение

При монтаже различных конструкций слесарю приходится производить работы по сборке и разборке неразъемных соединений — прессовых, заклепочных, выполняемых при помощи пайки, склеивания и др. Разборка таких соединений связана с порчей самих сопряженных или соединяемых деталей. Заклепочные соединения в настоящее время в значительной степени вытеснены другими видами прочных и плотных соединений и оставлены для сравнительно небольшого класса изделий (котлы, краны, экскаваторы, монтажные конструкции и др.). Вместо заклепочных соединений все шире применяются сварные, выполняемые при помощи электрической или газовой сварки.

Соединения, в которых при любых комбинациях допусков вала и отверстия всегда получается натяг, называются соединениями с гарантированным натягом. Такие соединения находят широкое применение в машинах и механизмах при необходимости передачи значительных осевых усилий, крутящих моментов или нагрузок. Прочность и относительная неподвижность соединений с натягом обеспечиваются силами трения, зависящими от величины натяга. Они могут выполняться несколькими способами. Наиболее распространены прессовые соединения. При прессовых соединениях наружный диаметр охватываемой детали должен быть больше диаметра отверстия охватывающей детали, что обеспечивает при посадке необходимый натяг. В большинстве случаев такие посадки выполняются без дополнительного крепления сопрягаемых деталей.

1. Общие положения и инструмент.

Прессовое соединение деталей можно выполнить путем приложения осевого усилия, запрессовывающего одну деталь в другую, нагревания охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали.

 В табл. .1. приведены краткие характеристики и примерные области применения предпочтительных посадок с натягом.

Табл. 1 - краткие характеристики посадок

В табл. 1 приведены краткие характеристики и примерные области применения предпочтительных посадок с натягом.

Перед запрессовкой слесарь должен тщательно осмотреть поверхности соединяемых деталей. Царапины, забоины, заусенцы должны быть устранены. В процессе запрессовки необходимо применять покрытие поверхностей различными смазочными материалами для предохранения от задиров, уменьшения коэффициента трения и снижения необходимого усилия запрессовки. Торец вала должен иметь фаску под углом 7...10°, а торец ступицы — фаску под углом 30...45°. Наличие фасок облегчает центрирование деталей и предохраняет их от случайных заеданий при запрессовке.

Посадка деталей небольших размеров (штифтов, клиньев, втулок, шпонок) может производиться вручную ударами молотка весом 0,25...1,25 кг.

При этом способе необходимо применять приспособления, позволяющие точно центрировать соединяемые детали.

Крупные детали запрессовывают с помощью пневматических, гидравлических, винтовых или реечных прессов. Тип пресса определяется, исходя из необходимого для сборки усилия запрессовки, а также габаритных размеров соединяемых деталей. Небольшие усилия запрессовки (до 15 кН) могут быть обеспечены пневматическими прессами, а для больших усилий (до 800 кН) применяют гидравлические и механические прессы. При запрессовке деталей под прессом для обеспечения плотной посадки детали на место процесс следует сначала вести медленно, при небольших усилиях, а в конце резко увеличить давление па запрессовываемую деталь.

При запрессовке деталей типа втулок, заглушек, пробок, колец, зубчатых венцов и других используют прессы — ручные, гидравлические и пневматические. На рис.1,а представлена схема ручного эксцентрикового пресса. Пресс работает следующим образом. Рычаг 7, в который должна быть запрессована втулка 1, устанавливается на столе пресса, а втулка надевается на конец ползуна 3.

При запрессовке небольших деталей в тяжелые, крупные корпуса в труднодоступных местах наибольшее распространение получили винтовые приспособления типа струбцин или домкратов.

Прессовая посадка вала или втулки в крупногабаритные детали может осуществляться путем опускания краном груза . При этом вес груза на 20...25 % может превышать усилие запрессовки на прессе.

Кроме прессов ручного действия с эксцентриковым или реечным приводом для запрессовки применяются гидравлические прессы или домкраты. Одна из конструкций такого пресса показана на рис.3. К детали 1, в которую должна быть

запрессована втулка 2, при помощи стяжных болтов 7 прижимается через упорную плиту 3 плунжер пресса 4.

Рис 1 - Устройств для запрессовки втулок: а — эксцентриковый пресс; б –струбцина

Рис. 2 – Устройств для запрессовки втулок.

Корпус пресса 5 упирается в одну из опорных планок 8. Давление жидкости от плунжерного насоса передается на плунжер через штуцер 6.

Удобство пользования как стационарными, так и переносными гидравлическими прессами состоит в том, что качество сборки, определяемое усилием запрессовки, легко контролируется величиной давления жидкости в цилиндре пресса.

Рис. 3 Гидравлический пресс

### 2.Соединения заформовкой и запрессовкой

Заформовка заключается в соединении металлических элементов (арматуры) со стеклом, пластмассами, резиной, легкоплавкими цинковыми, алюминиевыми и магниевыми сплавами путем погружения этих элементов в формуемый материал, находящийся в вязкотекучем пластичном или жидком состоянии. После застывания формуемого материала образуется неразъемное соединение.

Таким способом получают различные рукоятки (рис. 6), крышки, клеммовые держатели, детали для электроизмерительных, оптико-механических и электронных приборов. Заформовка является единственным способом получения газонепроницаемого соединения металлических электродов со стеклянными баллонами электровакуумных устройств.

Соединения заформовкой имеют следующие достоинства: не требуются высокие точность и чистота обработки погружаемых частей арматуры; можно получить необходимые, часто не совместимые местные свойства элементов узла – электро- и теплопроводность арматуры при сохранении изоляционных свойств узла; уменьшаются масса изделий и расход металла, стоимость.

Рис. 4 Виды заформовок

При заформовке практически отсутствует сцепление арматуры с формуемым материалом. Прочность и плотность соединений обеспечивают выбором соответствующих форм погружаемой арматуры в виде кольцевых проточек, впадин, уступов, уширений, загибов (см. рис. 4), увеличивающих поверхности контакта и препятствующих ее выдергиванию.

Соединения запрессовкойполучают путем создания гарантированного натяга между охватываемой и охватывающей поверхностями при сборке. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций на поверхности контакта возникает удельное давление и соответствующие ему силы трения, препятствующие взаимному смещению деталей.

Сборка при соединении запрессовкой может осуществляться одним из трех способов: прессование без нагрева, с нагревом втулки или с охлаждением вала. Наиболее распространены соединения запрессовкой по цилиндрическим поверхностям. Они применяются для соединения зубчатых колес на валиках, при соединении зубчатого венца червячного колеса со ступицей. Для облегчения сборки на деталях выполняют направляющие фаски. Сборка с нагревом втулки может вызвать изменение структуры, коробление детали. Предпочтительнее сборка с охлаждением вала. Для охлаждения используют жидкий азот (–196 °С), сухой лед (–72 °С).

При малых размерах соединяемых деталей часто используют запрессовку на валик с накаткой, что значительно уменьшает стоимость соединения за счет снижения точности изготовления соединяемых поверхностей. На валу накатывают треугольные выступы (шлицы), при этом часть материала вала выдавливается инструментом и первоначальный диаметр вала увеличивается. Прочность соединения зависит от глубины вдавливания накатанных зубцов в цилиндрическую поверхность сопряженной детали. В процессе запрессовки материал втулки деформируется и заполняет впадины вала. Соединение с накаткой применяют для сборки стальных или латунных валиков с алюминиевыми или пластмассовыми деталями. Этот вид соединения хуже прессовых центрирует детали, но при этом не требуются высокие точность и чистота обработки поверхностей, упрощается сборка.

Чем больше натяг и параметры шероховатости поверхности, тем выше надежность соединения. К соединениям с гарантированным натягом относятся соединения с применением посадок H7/u7; H7/r6; Н7/p6 и др. Выбор необходимой посадки осуществляют из условий прочности по величине удельного давления.

Достоинствами соединений запрессовкой являются: отсутствие дополнительных креплений, простота конструкции, хорошая центровка сопрягаемых деталей, возможность передачи значительных осевых усилий и крутящих моментов. К недостаткам соединений относятся: высокие точность и стоимость изготовления соединяемых деталей, сложность сборки, влияние величины натяга, коэффициента трения и рабочих температур на прочность соединения.

3. Соединения с натягом и его тенденции

Соединение деталей машин с натягом - разностью посадочных размеров - осуществляют за счет их пред­варительной деформации. С помощью натяга соединяют обычно детали с цилиндри­ческими и реже коническими поверхностями контакта.

Соединение деталей с натягом представляет собой сопря­жение, в котором передача нагрузки от одной детали к другой осуществляется за счет сил трения на поверх­ностях контакта, образующихся благодаря силам упругости. Вследствие этого соеди­нение имеет нежесткую фиксацию деталей в осевом и окружном направлениях.

Рисунок 5 – Соединения с натягом венца червячного колеса с центром (а) и шарикоподшипника с валом (б)

Соединения используют сравнительно часто для посадки на валы и оси зуб­чатых колес, шкивов, звездочек и др.

Два способа соединения:

1) При сборке механическим способомохватывае­мую деталь с помощью пресса устанавливают в охватывающую деталь или наоборот. Этот способ ис­пользуется при сравнительно небольших натягах.

2) Тепловой способ соединенияприменяет­ся при больших натягах и производится путем нагрева охватывающей детали до температуры 300 °С в масляной ванне или охлаждения в жидком азоте охватываемой детали. Вы­бор способа зависит от соотношения масс и конфигурации деталей.

В настоящее время получают распрост­ранение так называемые термомеханичес­кие соединенияэлементами с памятью формы. Это свойство присуще сплавам, испытывающим обратимое мартенситное превращение, и характеризуется как спо­собность материала, деформированного в мартенситном состоянии, полностью или частично восстанавливать свою форму в процессе последующего нагрева.

Для конструкционных элементов с па­мятью формы используют никель титановый сплав с температурами мартенсит­ного превращения -80 - 150 °С и вос­становления формы -140 - 60 °С. Сплав практически полностью восстанавливает заданную деформацию и развивает на­пряжение в условиях противодействия процессу формовосстановления до 200­-400 МПа.

Для предупреждения быстрого нагрева деталь устанавливают монтажными кле­щами, губки которых либо изготовляют из материала с большей теплоемкостью, на­пример, меди, либо имеют хлопчатобумаж­ный вкладыш, впитывающий жидкий азот. Допускается сборка такими клещами в течение 2-3 мин.

Нагрев детали теплотой окружающей среды приводит к восстановлению ее прежних размеров и образованию натяга.

Достоинства соединенийс натягом оче­видны: они сравнительно дешевы и просты в выполнении, обеспечивают хорошее цент­рирование сопрягаемых деталей и могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки. Области примене­ния таких соединений непрерывно расши­ряются.

Недостатки соединений*:* высокая трудо­емкость сборки при больших натягах; сложность разборки и возможность по­вреждения посадочных поверхностей при этом; высокая концентрация напряжений; склонность к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микросмешений точек деталей вблизи краев соединения и, как следствие, пониженная прочность соедине­ний при переменных нагрузках; отсутст­вие жесткой фиксации деталей.

4. Расчет соединений и подбор посадки.

Ос­новная задача расчета состоит в опреде­лении потребного натяга и соответствую­щей ему посадки по ГОСТ 25347-82 для передачи заданной сдвигающей на­грузки от вращающего момента или осе­вой силы.

Возможны случаи, когда посадка не мо­жет быть реализована в конструкции по условиям прочности (обычно охватываю­щей детали).

Поэтому при проектировании соедине­ний должны быть обеспечены как требо­вания взаимной неподвижности деталей соединения, так и усло­вия прочности деталей.

Условие неподвижности деталей соеди­нения. Выражает собой математически уравнение равновесия: при передаче внеш­ней нагрузки соединяемые детали должны быть взаимно неподвижны.

Рисунок 6 – Расчётная схема соединения с натягом

Рассмотрим соединение с натягом дета­лей 1 (в соответствии с рисунком 23) и 2 при действии сдвигаю­щей силы, например, осевой *Fа.* Взаимное смещение деталей в соединении ограниче­но деформациями за счет сил сцепления, которые возникают благодаря контактным напряжениям *q* от натяга.

Если принять, что отнесенная к площади контакта сила трения τ пропорциональна контактному напряжению *q* между сопря­женными деталями, то



где *f* - коэффициент трения.

Условие взаимной неподвижности дета­лей соединения при действии сдвигаю­щей нагрузки примет вид



где *d* и *l* - диаметр и длина посадочной поверхности.

 Введем в рассмотрение номинальные контактные напряжения

 ; тогда

**

Из неравенства следует, что нагрузочная способность соединения определя­ется номинальными контактными напряжениями и состоянием контактирующих поверхностей. Напряжения зависят от натяга в соединении и условий работы.

Детали соединения будут взаимно не­подвижными, если средние контактные на­пряжения



где *k* - коэффициент запаса сцепления, учитывающий возможное рассеяние значе­ний коэффициентов трения, погрешности в форме контактирующих поверхностей и изгиб деталей, ослаб­ляющие их сцепление.

Для соединений, подверженных изгибу, например, соединений валов и зубчатых колес редукторов, принимают значение *k=*3,0?4,5,понижая таким образом склонность соединений к фреттинг-корро­зии. В остальных случаях *k=*I,5?2,0.Значение коэффициента сцепления в формуле следует принимать минимальным из или устанавливать экспериментально.

Нагрузочная способность соединения может быть увеличена также за счет повы­шения коэффициента трениямежду деталями. Эффективным оказы­вается осаждение на поверхности вала тон­кого слоя из частиц карбида бора В4С или карбида кремния SiC. Такой слой повышает коэф­фициент трения в соединении с натягом до 0,7 благодаря эффекту микрозацепле­ния и, как следствие, в несколько раз увеличи­вает нагрузочную способность соединения при неизменном натяге.

Рисунок 7 – Внешние силы действующие на соединение

Сдвигающая силаможет быть осевой, т. е.



или окружной (тангенциальной), т. е.



При совместном действии осевой силы и вращающего момента принимают



Уравнение выражает связь внеш­них и внутренних силовых факторов. Для решения задачи следует выразить контакт­ные напряжения через смещения точек деталей.

Условие совместности пере­мещений сопряженных деталей. Предположим, что охватывающая деталь 2 запрессована на охватываемую деталь 1. Тогда в резуль­тате деформации точки поверхностей де­талей 1 и 2 получат радиальные перемещенияu1 и u2, а радиальный натяг *δ* будет скомпенсирован этими перемеще­ниями, т. е.



где Δ = *dВ- dА* - диаметральный натяг деталей.

Уравнение отражает геометричес­кую сторону задачи. Для ее решения необходимо выразить смещения в уравне­нии через контактные напряжения.

Связь смещений и контакт­ных напряжений в соединении. Контактные напряжения *q* в общем случае распределены по длине соединения существенно неравномерно, так как равномерной деформации препятствуют выступающие части деталей. Связь смещений и контактных давлений имеет вид



где  - функция влияния, показы­вающая перемещение точек контакта в сечении *z* = с от единичной радиальной силы, приложенной в сечении *z=*ζ; i= 1; 2 - номер детали.

Значения функции λ можно получить расчетом.

В предварительном расчете полагают, что контактные напряжения одинаковы во всех точках поверхностей контакта. Это экви­валентно допущению о сопряжении двух цилиндров одинако­вой длины.

Рисунок 8 – Расчётная схема соединения с натягом

Задача о сопряжении с натягом двух толстостенных цилиндров бесконечной длины рассмотрена в сопротивлении ма­териалов. Установлено, что радиальные перемещения точек кон­такта

; 

где λ1 и λ2 - коэффициенты радиальной податливости деталей 1 и 2; *q*н- номинальное контактное напряже­ние.

Смещение *u*1считают отрицательным, так как оно происходит в направлении, противоположном направлению оси *r.*

Соотношения отражают физичес­кую сторону задачи. Коэффициенты ра­диальной податливости зависят от ра­диальных размеров и материалов деталей:



где *d* - посадочный диаметр; *Е*1, ν1 и *Е*2, ν2 - модуль упругости и коэффициент Пуассона соответственно для охватывае­мой и охватывающей деталей; *d*1 - диа­метр отверстия в охватываемой детали; *d*2 - наружный диаметр охватывающей детали.

Учитывая равенство, несложно получить:



Отметим, что натяг Δ в равенстве является расчетными соответствует разности посадочных диаметров деталей с идеально гладкими поверхностями.

Расчет требуемого натяга. Расчетное значение натяга, обеспечиваю­щее передачу соединением внешней сдви­гающей нагрузки, несложно найти, из соотношений:



Расчетный натяг Δ принимают в ка­честве минимального требуемого натяг*а* Δ\* (т. e. Δ=Δ\*) при тепловом способе сборки.



Где uR – поправка на обмятие шероховатостей, мкм; uR=5,5(Ra1+Ra2)=1,2(Rz1+Rz2); Ra1 и Ra2, Rz1 и Rz2 - параметры шероховатостей деталей.

Если соединение работает при повы­шенной температуре, то ослабление натяга за счет нагреваучитывают поправкой на температурную деформа­цию:



где α1 и t1 соответственно коэффициент линейного расширения и рабочая темпера­тура охватываемой детали; α2и t2- то же, охватывающей детали.

В соединениях быстровращающихся де­талей также происходит «потеря» натяга

где ρ - плотность материала; ν - коэф­фициент Пуассона материала детали; ω - угловая скорость.

При угловой скорости



натяг в соединении исчезнет *(q*н=0).

С учетом этих замечаний минимальный требуемый натяг*:* при тепловом способе сборки



при механическом способе сборки



Значение минимального требуемого на­тяга, определяемого условиями нагружения и сборки, используется для подбора минимального натяга посадки (табличного натяга) Nmin:



Тип посадки по ГОСТ 25347-82 задает­ся минимальным *N*min и максимальным *N*mах табличными натягами. Для его назна­чения необходимо установить также наи­большее допустимое значение натяга, определяемое условиями прочности.

Рисунок 9 – Напряжение в поперечном сечении соединения

Расчет макcимального натя­га. Натяг вызывает в соединяемых де­талях радиальные σrи окружные σθ на­пряжения (в соответствии с рисунком 8).

Напряжения в охватываемой детали (вале)



Напряжения в охватывающей детали (ступице)



где d\* - диаметр сечения, в котором вы­числяют напряжения.

Распределение напряжений в попереч­ном сечении деталей соединения. Наибольшие напряжения воз­никают у внутренней поверхности охваты­вающей детали (*d\*=d*); здесь

 ; 

Условие отсутствия пластических дефор­маций по теории максимальных касатель­ных напряжений



где  - предел текучести материала де­тали.

Практика показала, что небольшие плас­тические деформации в контакте не пони­жают работоспособности соединений, поэ­тому в расчете максимального допусти­мого контактного напряжения принимают , откуда



и соответствующий наибольший расчетный натяг



Наибольший допустимый натягΔ\*max при тепловом способе сборки равен рас­четному, т. е. Δ\*max=Δmax, а при механи­ческом - Δ\*max *=* Δmax *+uR.*

По условиям прочности Δ\*max≥Nmax, где Nmax - максимальный табличный натяг посадки.

Уменьшение внутреннего диаметра охва­тываемой детали



и увеличение наружного диаметра охватывающей детали



Сила запрессовки



Если , то , где  - наибольшая сдвигающая нагрузка. При этом наименьшая полезная сдвигающая нагрузка



При определении  и  для соеди­нений, выполненных механическим спосо­бом, необходимо из табличных значений натяга *N*max и *N*min вычесть значение *u*R

Разность температур, необходимая при тепловом способе сборки (нагрев или ох­лаждение),



где - зазор между деталями при сбор­ке, мкм.

 Табличные натяги. Каждой стан­дартной посадке с натягом (ГОСТ 25347- 82) соответствуют определенные значения минимального *N*minи максималь­ного *N*max натягов - табличные натяги. Для построения таблиц ис­пользуют два метода расчета натягов и в соответствии с ними натяги назы­вают предельными и вероятностными.

Предельные натяги определяются откло­нениями отверстий и валов. При посадке по системе отверстий

 

где *ES* и *es* - верхнее отклонение соот­ветственно отверстия и вала; *ei* – нижнее отклонение вала.

Полученные таким образом натяги назы­вают вероятностными*.* При нормальном законе распределения размеров

 

где *N*m- средний натяг; *u*р- квантиль нормального распределения; *S*N- среднее квадратическое отклонение табличного на­тяга.

Средний натягопределяется средними значениями отклонений



где ; ;

Td и TD – допуски соответственно основного отверстия и вала.

Среднее квадратическое отклонение таб­личного натяга



где  

Квантиль нормального распределения *u*рпринимает следующие значения в за­висимости от вероятности *Р* неразруше­ния соединения:

*P* 0,5 0,9 0,95 0,97 0,99 0,995 0,997 0,999

*u*р 12 1,28 1,64 1,88 2,33 2,58 2,75 0,1

Литература

1. http://revolutionmanufacture/00044866\_0.html

2 Сурин В.М. Техническая механика: Учебное пособие. – Мн.: БГУИР, 2004. – 292 с. 004

3. И.М Белкин. «Допуски и посадки» - М.:Машиностроение – 1992г.-528с

4. Н.Н Зябева и др. «Пособие к решению задач по курсу «взаимозаменяемость, стандартизация и технология измерения»-.:Высшая школа-1977г.-224с