**1. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ**

**1.1. Загальні відомості та теоретичні основи розрахунку**

***Пасова передача*** конструкційно проста (рис. 1.1). Вона складається з двох шківів діаметрами *d1*i *d2*, що обертаються з кутовими швидкостями  і , і паса, що їх обхоплює (в окремих випадках застосовують і більшу кількість пасів). Передача момента обертання Т1 при цьому відбувається за рахунок тертя паса об шків, що потребує попереднього натягу, який забезпечується спеціальними натяжними пристроями. Паси передач виготовляються з прогумованої тканини, гумокордних матеріалів, капронових ниток та інших синтетичних матеріалів.

|  |
| --- |
|  |

Рис. 1.1. Схема пасової передачі

Для пасових передач характерні плавність роботи, відсутність шуму, можливість передавання моменту на значну відстань та інше.

Основними недоліками передачі є: великі габарити, що обумовлює використовувати її виключно для малонавантажених і високо-обертових передач; мала довговічність пасів, яка становить в середньому 1000…5000 годин; наявність ковзання, що призводить до нестійкого передаточного відношення.

За формою поперечного перерізу пасів передачі підрозділяються на *плоскопасові* (рис. 1.2, а), *клинопасові* (рис. 1.2, б), *круглопасові* (рис. 1.2, в), а також передачі з *поліклиновим пасом.* (рис. 1.2, г).

Окрім передач, що згадуються вище, також застосовуються *зубчасто-пасові* (рис. 1.2, д), шківи яких мають на зовнішній поверхні виступи трапецевидної форми, що дає можливість підвищити навантажну здатність передаточного механізму завдяки наявності зачеплення (до пасових передач їх відносять умовно).

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  | |  |
| а) | б) | | в) |
|  | |  | |
| г) | | д) | |

Рис. 1.2. Основні типи пасових передач

Конструкційно найбільш простою є *плоскопасова* передача (рис. 1.2, а). В перерізі плоский пас представляє собою прямокутник шириною *b* і висотою (товщиною) . Як буде показано далі, плоскопасові передачі порівняно з клинопасовими мають суттєво меншу несучу здатність. В зв’язку з цим плоскопасові передачі використовуються тільки в тих випадках, коли застосування клинопасових з тих чи інших причин виявляються неефективними. В основному це область швидкісних передач. В них клиновий пас може “запізнюватись” із-за наявності суттєвого тертя паса об шків. Що ж стосується клинопасових передач, то їх доцільно використовувати тільки при швидкостях м/с.

Клиновий пас в перерізі має вид рівнобічної трапеції з основами *b* i *b0*, висотою *h* і кутом при вершині  (рис. 1.2, б). Величина площі поперечного перерізу визначається допустимим навантаженням. З цієї причини виробники пропонують цілу гаму різних площ поперечних перерізів для передачі різних колових сил. Відмітимо, що клинопасові передачі можна застосовувати тільки при передаточних відношеннях .

За необхідності для передачі потрібної потужності можна використовувати декілька пасів. В останньому випадку кращим вирішенням є застосування передач з *поліклиновим* пасом (рис. 1.2, г). Такі передачі більш довговічні та мають менші розміри порівняно із звичайними клинопасовими. Ще більше зменшити розміри пасового механізму передач можна за допомогою зубчастого паса, який здійснює передачу моменту обертання комбінованим способом: як тертям, так і зачепленням.

***Кінематика передачі і ковзання паса.*** Як вже згадувалося вище, для передачі моменту обертання *Т1* за допомогою пасового механізму пас останнього має бути навантажений силою попереднього натягу*F*0 (рис. 1.3). Передача корисного навантаження супроводжується перерозподілом зусиль натягу у вітці паса, причому натяг ведучої вітки (на рисунку – зверху) стає *F*1 рівним, а веденої*F*2***–***, при цьому сума сил натягу, зрозуміло, залишається постійною:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.1) |

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.3. Визначення зусиль у вітках паса**

Отже, при вибраному напрямку обертання ведучого шківа натяги , а їх різниця рівна коловій силі *Ft*, що передається пасом, тобто:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.2) |

Із (1.1) і (1.2) маємо:

|  |  |
| --- | --- |
| *F1 = F0 + Ft / 2; F2 = F0 – Ft / 2* | (1.3) |

При переході через криволінійну поверхню шківа пас міняє натяг, а відповідно, відбувається його деформація – скорочення або видовження. При чому, оскільки величини натягу в ведучої і веденої вітках, згідно з (1.3), різні, то різною буде і деформація паса в цих вітках. Таке явище називають *ковзанням*. Ковзання паса приводить до того, що ведуча і ведена вітки мають різні колові швидкості –відповідно до  і . Визначимо ці швидкості. Зрозуміло, що площа поперечного перерізу паса залежить від величини натягу останнього. Позначимо фактичні площі поперечних перерізів, яким відповідають натяги *F1* і *F2*, через *AF1* і *AF2,* а густину матеріалу паса в цих перерізах – як *ρF1* і *ρF2.* Оскільки згідно з законом збереження, маса, що пройшла через довільний поперечний переріз паса за одиницю часу, залишається постійною, то справедливе рівняння суцільності:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.4) |

Припустимо, що матеріал паса підпорядковується, подібно до металів, закону Гука. Тоді для вітки з натягом *F1*  можна записати:

|  |  |
| --- | --- |
| ; , | (1.5) |

де *A* і  *–* площа поперечного перерізу паса і його густина в ненавантаженому стані, – відносне видовження лінійного розміру при натягу . Аналогічні співвідношення мають місце і для вітки з натягом . Із (1.4) і (1.5) випливає, що:

|  |
| --- |
| **,** |

або

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.6) |

Тут  – коефіцієнт ковзання. Розв’язу-ючи (1.6) відносно коефіцієнта ковзання , одержимо:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.7) |

Колові швидкості можна виразити через кутові:

|  |  |
| --- | --- |
| ; . | (1.8) |

Підстановлення (1.8) в (1.7) дає для коефіцієнта ковзання вираз:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.9) |

за яким визначається передаточне відношення *і:*

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.10) |

За дослідними даними, для плоскопасових передач величина коефіцієнта ковзання рівна , а для клинопасових .

***Напружений стан паса передачі.*** Початкове напруження  в перерізах віток паса, що складаються під дією початкового напруження *F0*, за визначенням рівне:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.11) |

Для забезпечення надійності та довговічності початкові напруження в передачах, як плоским, так і клиновим пасом, повинні бути в діапазоні  МПа.

При передачі моменту обертання картина розподілення напруження вздовж паса міняється (рис. 1.4). Повне напруження в кожній точці паса рівне алгебраїчній сумі наступних компонент:  (від напружень *F1* і *F2*, які виникають у вітках пасу внаслідок початкового натягу),  (від відцентрових сил) і  (від згину). Розглянемо кожну з компонент напруження окремо.

|  |
| --- |
|  |

Рис. 1.4. Розподіл напружень у перерізах привідного паса

**Зв’язок між напруженням у вітках пасової передачі.** Зв’язок між напруженнями *F1* і *F2*, що виникають у вітках паса при передачі момента обертання, розглянемо на прикладі плоскопасової передачі.

|  |  |
| --- | --- |
|  | Виділимо елементарну ділянку паса з кутовим розміром , зображення якого разом з прикладеними до нього силами показано на рис. 1.5. Тут *Ff* = *fdN* –сила тертя, *f* – коефіцієнт тертя, *dN* – елементарна сила нормального тиску, *F* – поточне значення натягу, *dF* – його приріст.  Рівняння рівноваги в проекціях на координатні осі для виділеної ділянки записується як:  (1.12) |
| **Рис. 1.5. Співвідношення між зусиллями у вітках** |

де і – текучі проекції силових чинників на координатні осі.

Вираз (1.12) можна зобразити в розгорнутому вигляді, а саме:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.13) |

Для малих кутів можна взяти  Тоді (1.13) набуде вигляду:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.14) |

Підставивши в (1.14) замість сили тертя її значення  і нехтуючи малою величиною , отримуємо:

|  |
| --- |
|  |

звідки випливає:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.15) |

Диференційне рівняння (1.15) легко розв’язується інтегруванням за дугою контакту паса і шківа. Ця дуга кола шківа, на якій змінюється натяг паса і, як наслідок, має місце його ковзання по шківу, називається *дугою ковзання*, а відповідний їй кут – *кутом ковзання*. Розділюючи в (1.15) змінні та приводячи інтегрування за дугою ковзання, маємо:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.16) |

Отже, маємо співвідношення між зусиллями у вітках паса з урахуванням сили тертя між пасом та шківом:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.17) |

де – основа натурального логарифму.

Співвідношення (1.17) називають формулою Ейлера.

Для клинопасової передачі в (1.17) замість *f* потрібно брати приведений коефіцієнт тертя пасу по шківу , рівний:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.18) |

Під кутом *ϕ* тут розуміється кут профілю паса у поперечному перерізі (у плоскопасових передачах *ϕ* = 180°). Для більшості клино-пасових передач *ϕ* = 40°.

За допомогою (1.18) можна оцінити навантажуючу (тягову) здатність передач з клиновим пасом. Так, припускаючи *ϕ* = 40°, одержуємо . Отже, тягова здібність клинопасової передачі майже в три рази вища плоскопасової, що і обумовлює її широке застосування.

Формула (1.17) служить основою для розрахунку напружень , які виникають в перерізах ведучої і веденої віток пасу через наявність початкового натягу. Ці напруження будуть:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.19) |

Із (1.17) з допомогою (1.2) випливає, що:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.20) |

Беручи до уваги (1.1), знайдемо:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.21) |

Підставляючи значення сил напруження (1.19) в (1.20) і вводячи позначення ,  остаточно одержуємо:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.22) |

***Напруження у вітках від відцентрової сили.*** На ділянці пасу передачі, що знаходиться на криволінійній поверхні шківа, діє зовнішня відцентрова сила, що в решті решт впливає на величину загального натягу. Натяг  від відцентрової сили можна визначити, вивчаючи рівновагу елементарної ділянки паса, (рис. 1.6).

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 1.6. Дія на пас відцентрової сили** | На виділений елемент паса з кутовим розміром  і масою , що переміщуються з лінійною швидкістю *υ*, діє елементарна відцентрова сила , яка дорівнює:  (1.23)  де *r* – радіус кривизни поверхні. |

Із умови рівноваги виділеного елемента в проекції на нормаль до поверхні шківа знаходимо:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.24) |

Вважаючи у виразі кут  малим і перетворюючи праву частину за допомогою попередньої формули, для натягу  маємо:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.25) |

Тоді напруження в обох вітках , що виникають при дії відцентрових сил, будуть рівні і становитимуть:

|  |  |
| --- | --- |
| *ρ*. | (1.26) |

Як випливає з (1.26), компонента напруження, яка залежить від відцентрової сили, пропорційна швидкості, тому її необхідно враховувати тільки при великих швидкостях руху паса. В протилежному випадку наявністю  можна знехтувати.

***Напруження згину паса.*** В момент находження паса на поверхні шківа зовнішні волокна розтягуються, а внутрішні стискаються, що призводить до зміни напруження по перерізу паса і тим самим суттєво впливає на його довговічність. Ці напруження, позначені як , викликані згином і тому називаються *згинними*.

Розраховуємо величини напружень згину стосовно плоско-пасової передачі. З цією метою розглянемо ділянку плоского паса довжиною . Кут, під яким розміщена ця ділянка на криволінійній поверхні шківа, позначимо через *d*ϕ (рис. 1.7). Абсолютні зміни довжин зовнішніх *la* і внутрішніх *lf* волокон паса будуть:

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 1.7. Розрахунок величини напружень згину паса** | (1.27)  Із рис. 1.7 видно, що:  . (1.28)  Враховуючи (1.28), за законом Гука можна написати:  . (1.29)  Приймаючи до уваги очевидне відношення *rdϕ = dl*, де *r* – радіус шківа, остаточно одержуємо: |

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.30) |

Доречно відмітити, що для більшості використаних у практиці передач діаметр  ведучого шківа менший, чим діаметр  веденого. Тоді, як видно з (1.30), напруження згину паса на ведучому шківу більше, ніж на веденому. Значить, тут, як і в подальшому, розрахунок максимальних напружень необхідно вести тільки по ведучому шківу.

При зменшенні геометричний розмір пасової передачі також зменшується, та одночасно з цим зменшується довговічність паса. Практика проектування таких передач визначила оптимальну величину діаметра. Рекомендується вибрати . Крім того, для перевірки правильності вибору діаметра необхідно виконати розрахунок довговічності паса. Числове значення прийнятого діаметра необхідно узгодити з рядом розмірів R20.

Для випадку клинопасової передачі вираз (1.30) для визначення напружень згину може бути записано у вигляді:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.31) |

де у0 – відстань від нейтральної лінії згину до більшої основи трапеції. Відносно модулів пружності пасів, то їх середні величини дорівнюють *Е* = 200300 МПа – для плоских гумотканинних пасів, *Е* = 600 МПа – для плоских пасів із синтетичних матеріалів і *Е* = 500600 МПа – для клинових кордтканинних.

***Повне напруження пасової передачі***. Повне напруження у кожній точці паса, як вже згадувалось вище, дорівнює алгебраїчній сумі, *σ*, *σ*υ,*σзг* (рис. 1.4).

Найбільший інтерес з точки зору міцності являють *максимальні напруження* *σ*мах,які виникають в тих точках паса, які знаходяться на поверхні ведучого шківа:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.32) |

З урахуванням (1.22), (1.26), (1.30) – (1.32) знаходимо:

* для плоскопасових передач

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.33) |

* для клинопасових

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.34) |

***Геометричні співвідношення в пасових передачах.*** До числа основних геометричних розмірів, що описують пасову передачу, слід віднести: *d1* і *d2* – діаметри ведучого і веденого шківів; – відстань між осями шківів (міжосьова відстань); *α1*і *α2* кути обхвату паса на шківах; *L*– повна довжина паса (рис. 1.8).

|  |
| --- |
|  |

**Рис 1.8. Параметри відкритої пасової передачі**

*Кути обхвату пасів* і .

Кут  обхвату пасом малого шківа дорівнює:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.35) |

причому, як випливає із трикутника О1ВО2 (рис. 1.8), .

У практиці кут  не перевищує , тому приблизно можна прийняти , що дає  рад, або .

Тоді із (1.35) отримаємо:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.36) |

При проектуванні пасових передач потрібно дотримуватись таких рекомендацій: для плоскопасової передачі ; для передач клиновим і поліклиновим пасами .

Для того щоб розрахувати кут обхвату  веденого шківа, в (1.36) потрібно замість знака “–” поставити “+”.

*Розрахункова довжина паса Lр* дорівнює сумі довжин прямолінійних ланок і дуг обхвату шківів:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.37) |

Для малих кутів , і формула (1.37) буде мати вигляд:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.38) |

*Міжосьова відстань * при остаточно встановленій довжині пас, згідно (1.38) дорівнює:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.39) |

Вибір міжосьової відстані визначається насамперед компонуванням обладнання, що проектується, при чому чим менша міжосьова відстань, тим менша довжина паса і тим більша кількість згинів у пасі за одиницю часу. Внаслідок чого, при зменшенні осьової відстані довговічність паса спадає. Ця обставина вимагає обмежувати міжосьову відстань, яка у практиці береться рівною:

##### для плоскопасових передач

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.40) |

##### для передачі клиновими і поліклиновими пасами

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.41) |

тут *h* – висота паса.

***Сили, які діють на вали пасової передачі****.* Необхідність створення попереднього натягу і наступне навантаження пасової передачі, яке викликане дією зовнішнього моменту *Т*, приводять до

|  |  |
| --- | --- |
| Рис. 1.9. Визначення навантаження  валів пасової передачі | появи великої за величи-ною реактивної сили , прикладеної до вала, спряженого з пасовою передачею (рис. 1.9). Ясно, що в працюючій передачі сила  являє собою результуючу сил  і , направлену по радіусу до центру обертання вала і за модулем рівною: |

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.42) |

***Криві ковзання***. Геометричний розмір передачі визначає значення моменту обертання, який може бути переданий з її допомогою, тобто тягову (чи навантажувальну) здатність. Для числової характеристики тягової здатності застосовують коефіцієнт тяги :

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.43) |

##### Використавши (1.20 ), перепишемо вираз (1.43) у вигляді:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.44) |

Корисне навантаження (колова сила)  передачі, розвинуте на дузі ковзання, пов’язане з величиною передавального моменту обертання залежністю:

|  |  |
| --- | --- |
| =. | (1.45) |

##### За допомогою (1.43) і (1.45) знаходимо:

|  |  |
| --- | --- |
| =. | (1.46) |

З (1.46) випливає, що величина моменту, який передається, зросла при збільшенні сили попереднього натягу .

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.)  пасової передачі залежить від величини моменту, що передається і попереднього натягу, або коефіцієнта тяги . Приблизний графік такої залежності зображено на рис. 1.10.

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.10. Криві ковзання та к.к.д. пасової передачі**

Тут для порівняння наведена крива ковзання (являє собою залежність коефіцієнта ковзання  від коефіцієнта тяги ), побудована експериментально при наступних умовах, які в подальшому будемо називати стандартними:

|  |
| --- |
|  |

Крива ковзання, як видно з графіка, лінійно зростає на початковому відрізку і одночасно плавно піднімається к.к.д. За точкою , відповідає , характер кривої різко міняється, і вона тягнеться до нескінченності. Це пояснюється наступним чином. Лінійне зростання коефіцієнта ковзання при збільшенні навантаження пов’язаного зі зростанням кута ковзання. Як тільки кут ковзання  стає рівним куту обхвату *а*, коефіцієнт корисної дії набуває найбільшого значення, а подальше збільшення навантаження призводить до пробуксовування, що являється недопустимим для експлуатації.

Оскільки функція, яка описує к.к.д., має експериментальне значення, то оптимальне значення експлуатації пасової передачі відповідають тільки цій точці, в якій коефіцієнт тяги ϕ0. Коефіцієнт тяги і к.к.д. відповідають експериментальному значенню при:

*  – для плоскопасових передач;

*  – для клинопасових передач.

Крива ковзання являється ефективним інструментом для визначення навантажувальної здатності передач.

Випробування пасових передач, окрім того, дозволяє визначити довговічність пасів. Змінний характер напруження, який має місце при русі паса, приводить до його руйнування від утомленості. Очевидно, що ці напруження носять циклічний характер. За одиницю циклу можна взяти відрізок часу (названий *часом циклу*, або *часом пробігу*), протягом якого виділена точка паса при обертанні його переходить від попереднього шківа до наступного. Такий перехід обумовлений різким зміненням рівня напруження. Кількість циклів (пробігів) за одиницю часу становитиме   а загальна кількість циклів  за час:

|  |
| --- |
|  |

де – кількість шківів передачі. Випробовування пасових передач на втому показали, що рівняння кривої витривалості паса для всіх типів передач має вигляд:

|  |
| --- |
|  |

або

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.47) |

Тут – максимальне напруження, що виникає в точках паса, що лежать на поверхні ведучого шківа; *m* – показник степеня кривої витривалості;  та, що визначається експериментально постійна, яка залежить від типу паса.

Допустиме корисне напруження. **Аналітичні умови міцнісної надійності паса можна представити в такому вигляді:**

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.48) |

де – максимально ефективне змінне напруження, яке пас може витримати протягом  циклів напруження. Згідно з рівнянням кривої витривалості (1.47) запишимо:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.49) |

де – координати точки, умовно взятої за границю витривалості. З (1.49) знаходимо значення допустимого напруження:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.50) |

Внаслідок експериментальних випробувань при початковому напруженні МПа, передаточному відношенні *і* = 1 і кутом обхвату *а* = 180° отримано:

* ; МПа; – для плоскопасових передач;
* ; МПа; – для клинових і поліклинових пасів;
* ; МПа; – для клинових пасів з високими вимогами щодо довговічності.

1.2. Проектування пасових передач і вибір їх елементів

**1.2.1. Передачі з плоскими пасами**

**Передачі з плоскими пасами.** Вони є найпростішими і найуніверсальнішими, але не можуть бути застосовані при передаточному відношенні  оскільки необхідний великий натяг пасів через малі кути обхвату ведучого шківа.

Мала товщина плоских пасів забезпечує їх найбільшу гнучкість і найменші напруження згину на шківах порівняно з іншими типами, що дає можливість легко маневрувати навантажувальною здатністю передачі.

Передачі даного типу можна проектувати з паралельними, перетинними та мимобіжними осями валів. Вони можуть бути відкритими (рис. 1.8), напівперехресними та перехресними, з двома і більшим числом шківів (рис. 1.11).

У посібнику розглянуто принципи проектування двошківних передач з паралельними осями валів (відкриті передачі) з обертанням шківів в один бік як тип передач, що застосовуються найчастіше. Перехресні та напівперехресні передачі, в яких утворюється додаткове закручування паса, що викликає його посилене зношення по окрайках і має істотно великі загальні габарити, мають суто обмежене застосування.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | | |
| а) | б) | в) |

**Рис. 1.11. Схеми передач з плоским пасом:**

а – напівперехресні; б – перехресні;

в – кутова з напрямним роликом

##### 1.2.1.1. Елементи плоскопасових передач

##### Типи плоских пасів. *Серед плоских пасів, що застосовуються в наш час, які поєднують високу тягову здатність, хороші швидкісні характеристики і стабільність попереднього натягу з відносно невисокою вартістю, найбільшого поширення набули:*

*Гумотканинні паси* (ГОСТ 23831-79) – найбільш розповсюджені. Вони складаються з тканинного каркасу та гумових прошарок між тканинними прокладками. Тканина забезпечує потрібну міцність, а гума – це зв’язуюча ланка, яка підвищує коефіцієнт тертя. Елементи пасів з’єднують зшиванням, склеюванням чи металевим кріпленням (болтами або заклепками). Паси загального призначення для роботи при температурі від –25 до +60 °С, а морозостійкі – від –45 до +60 °С.

Промисловість виготовляє гумотканинні паси трьох типів (А, Б, В,) наступної ширини: тип А – 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125, 150, 200, 225, 250, 300, 400, 450, 500; тип Б – 20, 25, 30, 40, 45, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500; тип В – 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 122, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500.

Значення ширини та товщини пасів залежно від кількості прокладок наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

**Значення товщини та ширини пасів, мм, залежно від числа прокладок**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Кількість прокладок | Ширина паса | | | Товщина паса | |
| Тип А | Тип Б | Тип В | Типи А та Б з прошар-ками | Типи Б та В без прошарок |
| 2 | – | 20…45 | – | 3 | 2,5 |
| 3 | 20…100 | – | 20…100 | 4,5 | 3,75 |
| 4 | 20…300 | 150…300 | 50…300 | 6 | 5 |
| 5 | 20…500 | 150…300 | 50…500 | 7,5 | 6,25 |
| 6 | 80…500 | 150…500 | 80…500 | 9 | 7,5 |
| 7 | 250…500 | 250…500 | 250…500 | 10,5 | 8,75 |
| 8 | 250…500 | 250…500 | 250…500 | 12 | 10 |
| 9 | 500 | 500 | 500 | 13,5 | 11,25 |

*Шкіряні паси* (ГОСТ 18679-73) виготовляють з окремих полос шкіри, які склеюють спеціальним клеєм чи зшивають сиром’ятими смужками або жильними струнами. Вони мають хорошу тягову здатність, більш довговічні, здатні працювати з швидкостями до 45 м/с. Однак із-за високої вартості їх застосовують рідко. Шкіряні паси не застосовують в сирих та насичених парами кислот та лугів приміщеннях.

Розміри пасів наведені в таблиці 1.2.

*Бавовняні суцільнотканинні паси* (ГОСТ 6982-75) виготовляють з бавовняної пряжі в декілька переплетених шарів, насичуючи її спеціальною речовиною з озокериту (гірській віск) й бітуму. Це найдешевші паси, але за навантажувальною здатністю та довговічністю вони гірші за прогумовані та шкіряні. Їх використовують для передачі невеликих потужностей при швидкостях до 25 м/с, не застосовують в сирих приміщеннях при температурі вище 50 °С та при дії на них парів кислот.

Таблиця 1.2

**Розміри шкіряних плоских пасів, мм**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Ширина | Товщина паса | |
| одинарного | подвійного |
| 10, 16, 20, 25 | 3…3,5 | – |
| 32, 40, 50 | 3,5…4 | – |
| 63, 70 | 4…4,5 | – |
| 80, 90, 100, 112 | 4,5…5 | 7,5…8 |
| 125, 140 | 5…5,5 | 9…9,5 |
| 160, 180, 200, 225 | 5,5…6 | 9,5…10 |
| 250, 280, 355, 400 |  |  |
| 450, 500, 560 |  |  |

Ширину та товщину паса вибирають залежно від кількості шарів (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

**Розміри бавовняних пасів, мм**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Кількість шарів | Ширина | Товщина |
| 4 | 30, 40, 50, 60, 75, 90, 100 | 4,5 |
| 6 | 50, 60, 75, 90, 100, 125, 150 | 6,5 |
| 8 | 100, 125, 150, 175, 200, 250 | 8,5 |

*Вовняні паси* (ОСТ 17-34-70) виготовляють з вовняних та бавовняних ниток, насичуючи їх сумішшю з оліфи, порошкової крейди й металевого сурику. Порівняно з іншими пасами вони менш чутливі до підвищеної температури, вологості, парів кислот та лугів. Здатні працювати при швидкостях до 30 м/с.

Параметри пасів наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4

**Розміри вовняних пасів, мм, залежно від кількості шарів**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Кількість шарів | Ширина | Товщина |
| 3 | 50 | 6 |
| 3 | 60 | 6 |
| 3 | 75 | 6 |
| 3 | 90 | 6 |

*Продовження таблиці 1.4*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Кількість шарів | Ширина | Товщина |
| 4 | 100 | 9 |
| 4 | 115 | 9 |
| 4 | 125 | 9 |
| 4 | 150 | 9 |
| 4 | 175 | 9 |
| 5 | 200 | 11 |
| 5 | 225 | 11 |
| 5 | 250 | 11 |

*Паси із синтетичних матеріалів* найбільш міцні та стійкі проти спрацювання і в майбутньому мають повністю замінити паси із зазначених матеріалів.

Основні та порівняльні характеристики плоских привідних пасів наведені в таблиці 1.5 і 1.6

Таблиця 1.5

**Основні характеристики плоских привідних пасів**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип паса | Межа міцності,  σв | Модуль пружності, Е | Відношення *d*/δ | | Макси-мальна швид-кість  υмах, м/с |
| Мпа | | рекомендоване | допустиме |
| Шкіряний  (ГОСТ 18697-73) | 20 | 100…150 | 35 | 25 | 40 |
| Прогумований  (ГОСТ 23831-79) | 40 (без прошарков)  30 (з прошарками) | 80…120 | 40…45  33…37 | 32…40  27…33 | 20…30 |
| Бавовняний  (ГОСТ 6982-75) | 35…40 | 30…60 | 30…40 | 25…35 | 25 |
| Вовняний  (ОСТ 17-34-70) | 30 | – | 30 | 25 | 30 |
| Поліамідний  (МРТУР-945-67) | 80…100 | 175 | \* | \* | 60 |

\* Рекомендовані товщини синтетичних пасів при відомому мінімальному діаметрі малого шківа

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| δρ, мм | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |
| d1mіn | 28 | 36 | 45 | 56 | 63 | 75 | 80 | 90 | 100 |

*Таблиця 1.6*

**Порівняльні характеристики основних типів плоских пасів**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Показник | Привідні вали | | | |
| шкіряні | прогумовані | бавовняні | вовняні |
| Тягова здатність | висока | висока | середня | низька |
| Припустимі удари | значні | незначні | середні | Значні |
| Припустимі  короткочасні  перевантаження, % | 40...50 | 20...30 | 30...40 | 40...50 |
| Здатність зберігати  початковий натяг | задовільна | добра | недостатня | задовільна |
| Умови, які обме-жують застосування | їдкі пари і гази | луги і бензин | підвищена вологість, їдкі і водяні пари, кислоти | кислоти і водяні пари |
| Відносна довговічність | 1,75 | 1,0 | 0,75 | 0,75 |

***Шківи для плоских привідних пасів.*** Шківи, що працюють при колових швидкостях м/с, виготовляють з сірого чавуну марок СЧІ5, СЧІ8. Модифіковані чавуни (ВЧ45-0, ВЧ50-І,5 та ін.), а також стальне литво використовуються при м/с. Застосовування зварювально-штампованих шківів, а також із алюмінієвих сплавів типу Д1, Д16, АЛ4, ДЛ9 та ін., дає можливість значно зменшити їх масу і рекомендується при м/с. Досить широко застосовуються точені або зварні шківи (великого діаметру) з дешевої сталі типу сталь СтЗ, які працюють при м/с. Застосовування неметалевих матеріалів дає змогу значно підвищити коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

Основними елементами конструкції шківа пасових передач усіх типів є обід, на який надівається пас, маточина, що фіксує шків на валі, і диск чи спиці, що зв’язують маточину з ободом.

Зовнішня форма обода плоскопасової передачі може бути трьох типів – плоский обід (рис. 1.12, а), опуклий (рис. 1.12, б), обід з двома конусними проточками (рис. 1.12, в). Ободи двох останніх типів рекомендується застосовувати на одному з шківів у швидкісних передачах (*υ* > 5м/с), що стабілізує положення паса і запобігає його боковому сповзанню.

|  |  |
| --- | --- |
|  | |
| а) | |
|  |  |
| б) | с) |

**Рис. 1.12. Конструкція литих шківів з суцільним диском**

**для плоских пасів**

Залежно від діаметра шківа його обід може з’єднуватись з маточиною суцільним диском (рис. 1.12), або при малих діаметрах бути суцільним – монолітним. При великих діаметрах застосовують конструкцію з одним (рис. 1.13, а) або двома рядами спиць (рис. 1.13, б). Спиці, що поступово звужуються до ободу, найчастіше мають еліпсоподібну форму поперечного перерізу, більша вісь якого лежить у площині обертання шківа. Кількість спиць визначають за формулою:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.51) |

де – діаметр шківа, мм.

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.13. Конструкція шківів зі спицями**

Якщо , то обід з’єднують з маточиною диском, в якому для полегшення шківа звичайно вирізані круглі або грушоподібні отвори.

Для плоскопасових передач застосовують нерознімні литі чавунні шківи (рис. 1.12) і рознімні по спицях або (рідше) між спицями, а також зварні (рис. 1.14).

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.14. Конструкція зварних швів**

Діаметр та ширину шківів вибирають з ряду, який наведено в табл. 1.7.

Стріла опуклості шківа *h* береться залежно від його діаметра (табл. 1.8).

Таблиця 1.7

**Основні розміри шківів для плоских пасів**

**(ГОСТ 17383 – 73)**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d*, мм | *В*\*, мм | Рекомедована  ширина паса  *b*р\*\*, мм |  | *d*, мм | *В*\*, мм | Рекомендована  ширина паса  *b*р\*\*, мм |
| 40 | 16...40 | 10...32 |  | 280 | 32...280 | 25...250 |
| 45 | 16...50 | 10...40 |  | 315 | 40...315 | 32...280 |
| 50–56 | 16...63 | 10...50 |  | 355 | 40...355 | 32...315 |
| 63 | 16...71 | 10...63 |  | 400 | 50...400 | 40...355 |
| 71–80 | 16...80 | 10...71 |  | 450 | 50...450 | 40...400 |
| 90 | 16...90 | 10...80 |  | 500 | 63...500 | 50...450 |
| 100 | 16...100 | 10...90 |  | 560 | 63...560 | 50...500 |
| 112 | 16...112 | 10...100 |  | 630 | 71...630 | 63...560 |
| 125 | 16...125 | 10...112 |  | 710 | 80...630 | 71...560 |
| 140 | 16...140 | 10...125 |  | 800 | 60...630 | 80...560 |
| 160 | 20...160 | 10...140 |  | 900 | 100...630 | 90...560 |
| 180 | 20...180 | 10...160 |  | 1000 | 112...630 | 100...560 |
| 200 | 25...200 | 20...180 |  | 1120 | 125…630 | 112…560 |
| 224 | 25...224 | 20...200 |  | 1250 | 140…630 | 125…560 |
| 250 | 32...250 | 25...224 |  | 1400 | 160…630 | 140…560 |

\* Розмір В у зазначених межах береться з ряду: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630.

\*\* Розмір bр у зазначених межах береться з ряду: 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560.

Таблиця 1.8

**Значення опуклості шківа**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d, мм | 40...112 | 125...140 | 160...180 | 200...224 | 250...280 | 315...355 |
| h, мм | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |

Оскільки сумарне напруження в пасі від згину в радіальному і поперечному напрямках менше на шківі більшого діаметра, то випуклість, яка забезпечує краще центрування паса, роблять на ободі більшого шківа (обід меншого шківа роблять циліндричним). У передачах з натяжним роликом обидва шківи виготовляють циліндричними.

У високошвидкісних передачах (*υ* > 40 м/с) на ободах шківів виконують прямокутні кільцеві канавки, які дозволяють уникнути утворення повітряної подушки.

Товщина обода шківів:

з чавуну

**

зі сталі

**

Діаметр маточини шківів:

чавунних

мм;

сталевих

мм.

Довжина маточини  цілком залежить від результатів розрахунку шпонкового або шліцьового з’єднання. Товщина диска шківа .

Для зниження маси шківів і кращого їх транспортування в дисках рекомендується виконувати 4–6 отворів найбільшого діаметра 

Плоскопасові передачі можуть застосовуватись з холостим (рис. 1.15, а) і ступінчастим (рис. 1.15, б) шківами. Холостий шків, що вільно обертається на валу, призначений для включення і виключення веденого вала (для перекидання паса) при безперервно працюючому ведучому. Ступінчастий шків застосовують для ступінчастої зміни кутової швидкості (передаточного відношення) в процесі роботи передачі.

|  |  |
| --- | --- |
|  | |
| а) | б) |

**Рис. 1.15. Конструкція шківів плоскопасової передачі**

***1.2.1.2. Особливості та послідовність розрахунку плоскопасової передачі***

Методичне забезпечення розрахунку плоскопасової передачі.

1. Визначають оптимальне значення діаметра ведучого і веденого шківів. За значенням обертального моменту на ведучому валі визначають діаметр малого шківа, мм, [8]:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.52) |

де – допоміжний коефіцієнт (для плоских пасів ); – обертальний момент, ,  – потужність на ведучому шківі, кВт;  – кутова швидкість, рад/с, 

Діаметр веденого шківа (не враховуючи ковзання), мм:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.52, а) |

Із стандартного ряду за ГОСТ 17383-73 береться найближче значення діаметрів і 

2. Уточнюють передаточне відношення з урахуванням ковзання  [формула 1.10] і розраховують похибку передаточного відношення:

|  |  |
| --- | --- |
| %. | (1.53) |

Розбіжність між значеннями  та  має не перевищувати + 4 %.

3. Міжосьову відстань  визначають конструкцією машини або її приводу. Для відкритої плоскопасової передачі обчислюють оптимальне значення міжосьової відстані, мм за формулою (1.40):

4. Находять довжину паса *L*р за формулою (1.38) без припуску на з’єднання і округляють до стандартного значення з ряду довжин за ГОСТ 1284.1-80.

5. Кут обхвату ведучого шківа знаходять за формулою (1.36).

6. Розраховують колову швидкість на ведучому шківі, м/с:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.54) |

яку необхідно порівняти з допустимою швидкістю для вибраного типу паса (див. табл. 1.5).

7. Кількість пробігів паса в секунду, с-1:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.55) |

8. Тягова сила на всю ширину паса, Н:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.56) |

9. Параметри передачі, розраховані в пп. 1–7, не змінюються залежно від матеріалу паса. У подальшому розрахунку для всіх видів матеріалів, що часто використовуються [15], табл. 9.2, при визначенні параметрів передачі необхідно вводити поправочні коефіцієнти, які впливають на габаритні характеристики, міцність і довговічність паса.

10. Порядок вибору поправочних коефіцієнтів.

Коефіцієнт, який враховує вплив кута обхвату пасом малого шківа, відносно стандартного кута *а =* 180°:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.57) |

вибирають із наступних значень:

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| , град | 150 | 160 | 170 | 180 | 200 | 220 |
|  | 0,91 | 0,94 | 0,97 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |

Коефіцієнт, який враховує вплив швидкості паса, відносно стандартного значення :

##### Таблиця 1.22

#### Мінімальні значення діаметрів шківів

#### для передачі найбільших моментів

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Позначення перерізу паса | Обертальний момент *Т1*, | , мм |
| К | < 40 | 40 |
| Л | 18…400 | 80 |
| М | >130 | 180 |

5. Діаметр малого шківа, мм [формула (1.52)]:



де *kα –* допоміжний коефіцієнт(*kα=* 25…30) для поліклинових пасів перерізів К, Л, М за даними [21].

Згідно з [11], табл. 7.14 з ряду діаметрів беруть найближче більше значення.

Інші геометричні та кінематичні параметри поліклинопасової передачі визначають за відомими співвідношеннями наведеними в п. 1.1 і п. 1.2.2.2

6. Необхідну кількість клинів поліклинового паса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.70) |

де – колова сила в передачі; – допустима колова сила; ***–*** допустима колова сила для передачі поліклиновим пасом з 10 клинами (при передаточному відношенні , еталонній довжині  і роботі в одну зміну зі сталим навантаженням), яку вибирають за [15], табл. 9.9; – коефіцієнт, який враховує вплив кута обхвату малого шківа;  – коефіцієнт, який враховує вплив довжини паса, – додатковий доданок, який враховує вплив передаточного відношення на напруження від згину паса на малому та великому шківах, (– у ньютонах, – у ньютонах на метр, – у метрах);

Значення  наведені в табл. 1.23. – коефіцієнт, який враховує режим роботи (беруть з табл. 1.24).

Якщо число z, що визначає кількість клинів, перевищить значення, наведене в [15], табл. 9.8, діаметр ведучого шківа збільшують і розрахунок виконують спочатку.

7. Сила, яка діє на вал, Н [формула (1.42)].

8. натяг віток поліклинового паса з кількістю клинів, Н [формула (1.67)]:

|  |
| --- |
|  |

Р – потужність, що передається, кВт; – кількість клинів у пасі; – коефіцієнт, який враховує вплив відцентрових сил (беруть залежно від перерізу паса за даними [15];  – швидкість паса, м/с.

###### Таблиця 1.23

**Значення , для поліклинових пасів**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Переріз паса | Передаточне відношення *і* | | | | | |
| 1,0 | 1,1 | 1,25 | 1,5 | 2,0 | 2,5 |
| К | 0 | 0,2 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 |
| Л | 0 | 1,8 | 3,6 | 4,5 | 5,0 | 5,4 |
| М | 0 | 13,8 | 21,6 | 34,5 | 38,0 | 41,4 |

***1.2.2.5. Програмне забезпечення розрахунку поліклинопасової передачі /програма PAS 3/***

Теоретичні основи розрахунку, загальні для пасів усіх типів, викладені [10], а методичні рекомендації до розрахунку наведені раніше.

**Опис програми.** Програма забезпечує розрахунок параметрів з вибором перерізу паса залежно від початкових даних і умов роботи за методикою, наведеною в [11]. Забезпечується також друк результатів.

Розрахунок параметрів передачі починається з визначення кутової швидкості та обертального моменту, який передається пасом, а також діаметрів ведучого та веденого шківів з вибором їх із стандартного раду (за умови найближчого) за ГОСТ 17383-73. Потім обчислюється похибка передаточного відношення в такій послідовності:

а) із стандартного раду вибираються діаметри ведучого і веденого шківів, найближчі до розрахункових, і визначається похибка передаточ­ного відношення;

б) із стандартного ряду вибираються діаметри, які на одиницю більші, та після визначення похибки порівнюються з визначеними;

в) із стандартного ряду вибирається діаметр ведучого шківа, який на одиницю менший від номінального значення, та виконується розрахунок похибки. Порівнюються похибки передаточного відношення, визначені в пп. а-в, вибирається найменша та відповідні їй діаметри веденого та ведучого шківів.

Таблиця 1.24

#### Значення коефіцієнта, який враховує режии роботи

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Назва машин та обладнання | Характер навантаження | | | | | | | | |
| Помірні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 150 % номінального | | | Значні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 200 % номінального | | | Ударне та різко-нерівномірне Максимальне короткочасне навантаження до 400 % номінального | | |
| Електродвигуни постійного струму, двигуни внутрішнього згоряння з числом циліндрів 8 та більше | | | Електродвигуни змінного струму загальнопромисло-ве застосування ДВС з *n =* 4…6, електродвигуни постійного струму | | | Електродвигуни змінного струму з підвищеним пусковим моментои ДВС з *n =* 4, електродвигуни постійного струму | | |
| Кількість змін | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| Друкарські та швейні маши-ни | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,3 | 1,4 | 1,5 |
| Обладнання деревообробної промисловості, токарні верстати, дискові та стрічкові пили, легкі конвеєри | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,9 |
| Друкарські машини, метало-робні верстати: токарні, шліфувальні, точильні | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,9 | 2,0 |
| Фрезерне, револьверне, стругальне, довбальне, ковальско-пресове обладнання, преси, ножиці, підйомні механізми, текстильні машини, вентилятори з Р>7 кВт | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 2,0 | 2,1 |
| Компресори відцентрові, ротаційні важкі конвеєри, обладнання гумової промисловості | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,8 | 1,9 | 2,0 | 2,0 | 2,1 | 2,2 |
| Дійниці, елеватори, центрифуги | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,2 | 2,2 |

Розраховується швидкість паса. Якщо швидкість перевищує 30 м/с, ЕОМ рекомендує перейти до розрахунку з використанням зубчастопасової передачі. У протилежному разі розрахунок продовжується.

Переріз паса розраховується і вибирається так само, як переріз паса клинопасової передачі [17]. За допомогою методу апроксимації отримуються коефіцієнти, які описують рівняння перерізу паса залежно від потужності, яка передається одним пасом, та частоти обертання.

Пас з перерізом К береться замість клинових пасів Z, пас з перерізом Л – замість клинових пасів з перерізами А, B та C, пас з перерізом М – замість клинових пасів з перерізами C, D, E, ЕO.

Для перерізу, який вибрано ЕОМ, розраховується номінальна потужність, що передається одним пасом.

За допомогою програми визначаються міжосьова відстань, кут обхвату ведучого шківа, розрахункова довжина паса з наступним її вибором із стандартного роду згідно з [2], кількість пробігів паса за секунду, сила, яка діє на вал, а також коефіцієнти, які враховують довжину паса, кут обхвату, кількість змін роботи та вид навантаження. Зазначені коефіцієнти необхідні для розрахунку кількості клинів поліклинового паса. Якщо кількість ребер перевищує значення, допустиме для даного перерізу паса, то збільшується діаметр ведучого шківа і розрахунок починається спочатку.

Схему алгоритму показано на рис. 1.23. За програмою здійснюється друк рекомендацій, які мають бути введені як початкові дані розмірів вибраного перерізу паса, а також результатів розрахунку у вигляді таблиць (у першій колонці таблиці розрахунків розміщуються параметри паса, отримані в результаті розрахунку діаметра ведучого шківа залежно від обертального моменту, у другій – результати розрахунку залежно від мінімального допустимого діаметра ведучого шківа, який відповідає тому чи іншому перерізу паса, вибраного ЕОМ).

***Приклад 1.3.*** Визначити переріз поліклинового паса, кількість клинів і розрахувати передачу приводу головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПУ за такими даними: кВт; об/хв; ; робота в дві зміни; навантаження з невеликими коливаннями.

***Розв’язання.*** 1. Розрахунковий момент на швидкохідному валі, Н⋅м:

,

де – кутова швидкість ведучого шківа.

(рад/сек).

2. Якщо момент дорівнює  за [15], табл. 9.8, а також використовуючи рекомендації, наведені в [10], с. 95, беруть пас з перерізом Л.

3. Діаметр малого шківа, мм:

|  |
| --- |
| . |

За [11], табл. 7.14 розрахунковий діаметр із стандартного ряду беруть мм.

4. Діаметр веденого шківа, мм [формула (1.52, а)]:

|  |
| --- |
| . |

Цей діаметр відповідає стандартному значенню діаметрів за ГОСТ 17383-73.

5. Уточнюють похибку передаточного відношення (враховуючи ковзання ) [формула (1.10)]:

|  |
| --- |
| . |

Тоді розбіжність за значенням [формула (1.53)]:

.

Допустиме відхилення – до 4%.

6. Швидкість паса [формула (1.54)], м/с:

|  |
| --- |
| . |

7. Міжосьова відстань[формула (1.41)], мм:

|  |
| --- |
| ,  . |

Вибирають проміжне значення мм.

8. Розрахункова довжина паса [формула (1.38)], мм:

Ввід

N=1

D=1

ID1(N)

D2

ID2(N)

U2(N)

V(N)

AK1(N)

AL(N)

Ввід вихідних даних IN, ZP, U, IA1, IA

Розрахунок діаметра ведучого шківа

Вибір діаметра ведучого шківа зі стандартного ряду за ГОСТ 17383-73

Розрахунок діаметра веденого шківа

Вибір діаметра веденого шківа зі стандартного ряду за ГОСТ 17383-73

Розрахунок швидкості паса

Розрахунок похибки передаточного відношення

Вибір перерізу паса залежно від ID1(N) і потужності за ГОСТ 3840528-74

Розрахунок міжосьової відстані

Визначення розрахункової довжини паса

1

2

5

4

6

3

7

8

9

10

11

**Рис. 1.23. Схема алгоритму розв’язку параметрів**

**поліклинопасової передачі**

А

BL(N)

AKM(N)

AKM1(N)

T10

F11

C1

C3

F12(N)

Вибір зі стандартного ряду довжин за ГОСТ 1284.1-80

Розрахунок уточненої міжосьової відстані

Кут обхвату ведучого шківа

Вибір коефіцієнта *F*10 за

РТМ 3840528-74

Визначення коефіцієнта, що враховує вплив передаточного відношення

Розрахунок допустимої колової сили для передачі поліклиновим пасом

Визначення коефіцієнта, що враховує вплив роботи

Визначення коефіцієнта, що враховує вплив довжини паса

12

13

16

15

17

14

18

19

**Рис. 1.23. Продовження**

:

Z(N)

N=N+1

Розрахунок кількості ребер поліклинового паса

20

21

**Рис. 1.23. Закінчення**

N=2

ID1=D1min

Вивід на друк

А

-

+

23

24

22

|  |
| --- |
| . |

За [2] беруть (мм).

9. Уточнюють міжосьову відстань для прийнятої стандартної довжини паса [формула (1.65)], мм:

|  |
| --- |
| , |

де

|  |
| --- |
| , |
| . |

10. Кут обхвату пасом малого шківа [формула (1.36)]:



11. Необхідна кількість клинів поліклинового паса [формула (1.70)]:

|  |
| --- |
|  |

де – колова сила,

|  |
| --- |
| (Н); |

|  |
| --- |
|  |

*F*10 – допустима колова сила для передачі поліклиновим пасом з 10 ребрами при передаточному відношенні ;  і еталонній довжині  (за [15], табл. 9.9 Н);  – коефіцієнт, що враховує вплив відповідно кута обхвату малого шківа та довжини паса,

;

;

мм за [15], табл. 9.9; – коефіцієнт, який враховує вплив передаточного відношення *і*,

;

 для паса з перерізом Л за даними табл.1.23, або [15], табл. 9.10; *C*р– коефіцієнт, який враховує режим роботи, *C*р = 0,9 за [15], табл. 9.3.

Тоді (Н).

Кількість клинів поліклинового паса:

.

Остаточно беруть парне число .

12. Сила, яка діє на вал [формула (1.42)], Н:

,

де Н за [10], табл. 7.16.

13. Кількість пробігів паса за секунду [формула (1.55)], с-1:

|  |
| --- |
| . |

**1.2.3. Передачі із зубчастими пасами**

Передачу обертального моменту із зубчастим пасом рекомендується використовувати в приводах з невеликою відстанню між осями валів (рис. 1.24) при необхідності забезпечення сталості передаточного відношення. Зазначені передачі застосовуються в широкому діапазоні потужностей (до Р = 100 кВт при к.к.д. до 0,98) при колових швидкостях м/с і передаточних відношеннях  (у деяких випадках ). Такі передачі застосовуються в приводах металорізальних і деревообробних верстатів, системах газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння, приладах і апаратах, машинах легкої промисловості, комбайнах, мотоциклах тощо. Схема передачі з зубчастим пасом наведена на рис. 1.25. Передача складається із зубчастого паса 1 (рис. 1.24), ведучого 2 і веденого 3 шківів із зубами.

Наявність зчеплення паса зі шківами відрізняє цей вид передачі від інших пасових. Досить жорсткий кінематичний зв’язок ведучої та веденої ланок забезпечує її схожість з іншими передачами зчеплення і визначає відносно мале зусилля попереднього натягу. При цьому гнучкий зв’язок валів дає змогу зібрати найкращі позитивні властивості ланцюгових, клино- та поліклинопасових передач. До недоліків зубчастопасових передач можна віднести певну складність конструкції та технології виготовлення пасів і шківів.

***1.2.3.1. Елементи передач із зубчастими пасами***

***Типи зубчастих пасів*.**(ГН–6–07–5–63). Паси виготовляють з еластичної маслостійкої гуми на основі хлоропренових каучуків або з неопрену чи поліуретану. Масив, зроблений з цих матеріалів, армований каркасом із спірально скручених сталевих тросів або шнурів із скловолокна чи поліаміду, розташованих уздовж паса (рис. 1.26). Каркас застосовується для передачі: тягового зусилля, а також для забезпечення сталості кроку зубів паса.

|  |
| --- |
|  |

**Рис.1.24. Схема приводу із зубчасто-пасовою передачею**

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.25. Схема передачі з зубчастим пасом**

За аналогією з зубчастими передачами основним геометричним параметром паса є модуль , де *р –* крок паса [12]. Розміри елементів паса (рис. 1.26), а також його основні характеристики наведені в табл. 1.25–1.27. Паси з модулем, який дорівнює 1,5; 2 та 3, як правило, застосовуються в приладах.

Таблиця 1.25

**Розміри привідних зубчастих пасів (ОСТ 38-05114-76)**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m | p | | h | | H | |  |  | |  | |  |
| мм | | | | | | | | | | | | градус |
| 1 | | 3,14 | | 0,8 | | 1,6 | 0,4 | | 0,2 | | 0,2 | 50 |
| 1,5 | | 4,71 | | 1,2 | | 2,2 | 0,4 | | 0,3 | | 0,3 |
| 2 | | 6,28 | | 1,5 | | 3,0 | 0,6 | | 0,4 | | 0,4 |
| 3 | | 9,42 | | 2,0 | | 4,0 | 0,6 | | 0,5 | | 0,5 |
| 4 | | 12,57 | | 2,5 | | 5,0 | 0,8 | | 1,0 | | 1,0 | 40 |
| 5 | | 15,71 | | 3,5 | | 6,5 | 0,8 | | 1,2 | | 1,2 |
| 7 | | 21,99 | | 6,0 | | 11,0 | 0,8 | | 1,5 | | 1,2 |
| 10 | | 31,42 | | 9,0 | | 15,0 | 0,8 | | 2,0 | | 1,5 |

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.26. Конструкція і параметри зубчастого паса:**

*p* – крок зубів; *h* – висота зуба; *H* – товщина паса; *b* – ширина паса;

*γ* – кут профілю зуба; *S* – найменша товщина зуба;

*δ* – відстань від западини зуба до середньої лінії шару-носія;

*r*1, *r*2 – радиуси заокруглень зуба

Таблиця 1.26

**Маса паса mp та допустима питома колова сила [qo]**

**(ОСТ 38-05227-81)**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m, мм | 1 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 |
| *m*p,  кг/м⋅мм | 0,001 | 0,002 | 0,003 | 0,004 | 0,006 | 0,007 | 0,008 | 0,0011 |
| [qo]  Н/мм | 2,5 | 3,5 | 5 | 9 | 25 | 30 | 32 | 42 |

Таблиця 1.27

**Число зубів пасів zp різних модулів (ОСТ 38-05114-76)**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| zp | m, мм | | | | | | | |
| 1 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 |
| 40 | х | х | х | х | — | — | — | — |
| 42 | х | х | х | х | — | — | — | — |
| 45 | х | х | х | х | — | — | — | — |
| 48 | х | х | х | х | х | — | — | — |
| 50 | х | х | х | х | х | х | — | — |
| 53 | х | х | х | х | х | х | — | — |
| 56 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 60 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 63 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 67 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 70 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 75 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 80 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 85 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 90 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 95 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 100 | х | х | х | х | х | х | х | х |
| 105 | х | х | х | х | х | х | х | –– |
| 112 | х | х | х | х | х | х | х | –– |
| 115 | х | х | х | х | х | х | х | — |
| 125 | х | х | х | х | х | х | х | — |
| 130 | х | х | х | х | х | х | х | — |
| 140 | х | х | х | х | х | х | х | — |
| 150 | х | х | х | х | х | х | — | — |
| 160 | х | х | х | х | х | х | — | — |
| 170 | — | — | — | — | х | х | — | — |
| 180 | — | — | — | — | х | х | — | — |
| 190 | — | — | — | — | х | х | — | — |
| 200 | — | — | — | — | х | — | — | — |
| 220 | — | — | — | — | х | — | — | — |
| 235 | — | — | — | — | х | — | — | — |
| 250 | — | — | — | — | х | — | — | — |

***Шківи для зубчастих пасів.*** Шків для зубчастого паса нагадує зубчасте колесо, в якого ділильний діаметр більший за діаметр кола головок зубів. Конструкцію шківа зображено на рис. 1.27.

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.27 Схема шківа зубчастопасової передачі:**

*h*ш – глибина западини; *S*ш– найменша ширина западини;

*γ* – кут профілю западини; *r*1, *r*2 – радиуси заокруглень

Діаметр ділильного кола шківа  де z – число зубів шківа.

Діаметр кола головок зубів:



де – відстань від западини зуба паса до середньої лінії металевого троса (див. рис. 1.26, табл. 1.25); *K* – поправка, яка враховує навантаження та податливість витків метало корду; знак "+" застосовують для ведучого шківа, знак "–" для веденого для забезпечення рівномірного розподілу колової сили між зубами, які знаходяться в зчепленні,



– розрахункова колова сила на шківі,



– номінальна колова сила на шківі,



– обертальний момент на ведучому шківі; – податливість витків металокорду паса (табл. 1.28), В – ширина шківа (визначається за вибраною шириною паса); – коефіцієнт, який враховує режим роботи (беруть за табл. 1.24).

Таблиця 1.28

Податливість витків металокорду паса

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m, мм | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 |
| λ⋅10-4 мм | 7 | 8 | 9 | 14 | 6 | 8 | 11 | 16 |

Діаметр западин зубів шківа:

|  |
| --- |
|  |

де – глибина западини шківа (див. рис. 1.27, табл. 1.29).

Шківи можна виготовляти з пластмас або з алюмінієвих сплавів литими або штампованими. У важконавантажених приводах їх виконують зі сталі (сталь лита марки 25 Л) або з чавуну марки СЧІ5 (при м/с). Різновиди конструкцій зубчастих шківів зображено на рис. 1.28. Малі шківи виконують суцільними (рис. 1.29, а), а великі мають дискову конструкцію (рис. 1.29, б). Для стабілізації положення паса рекомендується виконувати з ребордами тільки малий шків при  або обидва шківи при . Можна використовувати також передачі з односторонніми ребордами з розташуванням їх на ведучих шківах з протилежних боків паса (див. рис. 1.28). Зовнішню поверхню паса обробляють при мкм.

Припуски на загальні розміри шківів наведено в табл. 1.27.

Товщина обода шківа:

|  |
| --- |
|  |

Діаметр маточини для шківів:

Сталевих

|  |
| --- |
|  |

Чавунних

|  |
| --- |
|  |

з пластмаси або з легких сплавів

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| r2, мм | При граничному відхиленні |  | ±0,1 |  | | | | ±0,15 | | | | ±0,2 | | | | | | | ±0,3 |
| При нормальному відхиленні | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 1,0 | 1,3 | |  | | | | 2,0 | | 3,0 | | |  | | 3,5 |
| r1, мм | При граничному відхиленні |  | ±0,1 |  | | | | ±0,15 | | | | ±0,2 | | | | | | | ±3 |
| При нормальному відхиленні | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,7 | 0,1 | | |  | | | 1,5 | | | 2,5 | |  | | 3,0 |
| γ, …0 |  |  | 54±1 |  | | | | 44±1 | | | |  | | | | | | |  |
| *h*ш | При граничному відхиленні | ±0,1 | ±0,15 | ±0,15 |  | | ±0,2 | | |  | | | | | | | ±0,3 | |  |
| При нормальному відхиленні | 1,3 | 1,8 | 2,2 | 3,0 | | 4,0 | | |  | | | 8,5 | | | | | | 12,5 |
| *S*ш | При граничному відхиленні | ±0,1 | ±0,15 | ±0,15 | ±0,2 | | | | | | | | 5,0 | | | ±0,3 | | | |
| При нормальному відхиленні | 1,4 | 1,85 | 2,5 | 4,5 | | 4,8 | | | |  | | 6,6 | | | 11,55 | |  | 17,0 |
| m, мм | | 1 | 1,5 | 2 | 3 | | 4 | | | |  | | 5 | | | 7 | |  | 10 |

**Номінальні розміри западини шківа та їх граничні відхилення**

*Таблиця 1.29*

|  |
| --- |
|  |

де – номінальний діаметр вала.

Довжина маточини орієнтовно береться:

|  |
| --- |
| , |

та уточнюється за результатами розрахунку шпонкового або шліцьового сполучення її з валом.

Товщина диска шківа:

|  |
| --- |
|  |

Інші вимоги щодо виконання конструкційних елементів шківів залежно від умов їх експлуатації, а також способи їх кріплення на валах наведені в [6; 11].

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.28. Схема зубчастих шківів з обмежувальними ребрами**

|  |
| --- |
|  |

**Рис. 1.29. Схема шківів:**

а – малого суцільного;

б – великого дискової конструкції

*Таблиця 1.30*

**Припуски на виготовлення шківів, мкм**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Припуск | *m*1  мм | Діаметр шківа *d*, мм | | | | | | | |
| 50 | 50…80 | 80…125 | 125…200 | 200…315 | 315…500 | 500…630 | 630…1000 |
| Накопичена похибка кроку | 1–10 | 50 | 56 | 67 | 80 | 95 | 110 | 125 | 160 |
| Відхилення кроку | 1…2  2…4  4…10 | ± 20  ± 22  – | ± 21  ± 23  ± 30 | ± 21  ± 23  ± 30 | ± 22  ± 25  ± 30 | | ± 24  ± 27  ± 32 | ± 26  ± 30  ± 34 | |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Припуск на похибку зуба 1…10 | Ширина шківа *В*, мм | | | | |
| 40 | | 40…100 | 100…160 | 160…250 |
| 20 | | 25 | 32 | 38 |
| Радіальне биття зубчастого вінця | 40 | 50 | 65 | 80 | 95 |

***1.2.3.2. Особливості та послідовність розрахунку передачі із зубчастим пасом***

Методичне забезпечення розрахунку передачі із зубчастим пасом

Вихідні дані для розрахунку: тип машини; *Р1 –* потужність, яка передається; частота обертання шківів ведучого *n1* та веденого *n2*; режим роботи; вимоги щодо габаритів.

Послідовність розрахунку зубчастопасової передачі наведена на основі [12; 13] з використанням [10].

1. За значенням передавальної потужності *Р1* та частоти обертання ведучого шківа *n1* визначають попереднє значення модуля передачі, мм:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.71) |

де – розрахункова потужність, кВт, – номінальна потужність на ведучому шківі, кВт; – коефіцієнт, який враховує режим роботи (див. табл. 1.24); – частота обертання ведучого шківа, об/хв.

Отримане значення модуля округляють до найближчого більшого з нормального ряду (див. табл. 1.25). За рекомендаціями [10] для швидкісних передач (якщо швидкість перевищує 15 м/с) з метою зниження вібрації та шуму стандартне значення модуля необхідно брати меншим за розрахункове.

2. За модулем та частотою обертання малого шківа вибирають число зубів *z*1 (табл. 1.31).

3. Визначають передаточне відношення [формула (1.10)]:

###### Таблиця 1.31

Кількість зубів малого шківа для різних модулів

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m,  мм | n1,  хв-1 | z1 | m,  мм | n1,  хв-1 | z1 |
| 1 | 1000 | 13 | 4 | 1000 | 16 |
|  | 1500 | 14 |  | 1500 | 18 |
|  | 3000 | 15 | 5 | 3000 | 20 |
| 1.5 та | 1000 | 10 |  | 750 | 22 |
| 2 | 1500 | 11 | 7 | 1000 | 24 |
|  | 3000 | 12 |  | 1500 | 26 |
| 3 | 1000 | 12 |  | 750 | 22 |
|  | 1500 | 16 | 10 | 1000 | 24 |
|  | 3000 | 16 |  | 1500 | 26 |

4. Розраховують кількість зубів веденого шківа:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.72) |

Знайдені значення  та  мають не перевищувати значень, наведених у табл. 1.32.

###### Таблиця 1.32

**Припустимі значення** **,**  **та *і***

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m, мм | 1 | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 |
| Найменше  *z*1 | 13 | 10 | | | 15 | | 18 | |
| Найбільше  *z*2 | 100 | | 115 | 120 | | | | 85 |
| Найбільше | 7,7 | 10 | 11,5 | 12 | 8 | 8 | 6,67 | 4,7 |

5. Розраховують діаметри ділильних кіл шківів, які вимірюються за розташуванням осей металевих тросів мм:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.73) |

6. Визначають попереднє значення міжосьової відстані (якщо його не задано у вихідних даних), мм [формула (1.40)]:

|  |
| --- |
| . |

7. Визначають попередню довжину паса, мм [формула (1.38)].

8. Знаходять число, що визначає кількість зубів паса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.74) |

Знайдене значення  округляють до найближчого з нормалізованого раду (див. табл. 1.27).

Розраховують остаточну довжину паса, мм:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.75) |

9. Обчислюють фактичну міжосьову відстань, мм [формула (1.39)].

10. Визначають кількість зубів паса, які знаходяться в зчепленні з малим ведучим шківом:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.76) |

де – кут обхвату ведучого шківа [формула (1.36)].

Рекомендується . При  збільшують міжосьову відстань.

11. Визначають колову швидкість паса, м/с [формула (1.54)].

12. Знаходять розрахункову колову силу, Н [формула (1.56)].

1З. Розраховують розрахункову питому колову силу, Н:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.77) |

де  – допустима номінальна питома колова сила (див. табл. 1.26); *Сі*– коефіцієнт, який враховує передаточне відношення, при  маємо *Сі* = 1і; при *і* ≤ 1(для підвищувальних передач) береться з табл. 1.33; – коефіцієнт, який враховує кількість зубів на дузі обхвату; при  маємо ; при  маємо .

Таблиця 1.33

**Значення  для різних інтервалів передаточного відношення**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1,0...0,8 | 0,8...0,6 | 0,6...0,4 | 0,4...0,3 | 0,3 |
|  | 1,0 | 0,95 | 0,9 | 0,85 | 0,80 |

14. Із умови тягової здатності визначають розрахункову ширину паса за допустимим коловим зусиллям, мм:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.78) |

(де – *mpυ2* – відцентрова сила, яка виникає при оббіганні шківа пасом), тут *mp* – маса 1 м погонної довжини паса шириною 1 мм,  (див. табл. 1.26).

Фактичну ширину паса визначають за співвідношенням  і округляють до значення, зазначеного в табл. 1.34.

###### Таблиця 1.34

**Ширина паса залежно від модуля *m***

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| m, мм | Ширина паса Вр, мм | | | | | | | |
| 1 | 3 | 4 | 5 | 8 | 10 | 12,5 | – | – |
| 1,5 | 3 | 4 | 5 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 |
| 2 | 5 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | – | – |
| 3 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | – |
| 4 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| 5 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | – |
| 7 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | – | – |
| 10 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | – |

Коефіцієнт  беруть за табл. 1.35.

###### Таблиця 1.35

**Значення Сш для розрахункової ширини паса**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| мм | ≤ 8 | >8  до 16 | >16  до 25 | 25 | >25  до 40 | >40  до 65 | >65  до 100 | >100 |
|  | 0,7 | 0,85 | 0,95 | 1,0 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,2 |

15. Перевіряють працездатність паса за робочим тиском на зубах малого шківа (розрахунок паса за стійкістю проти спрацювання), Н/мм2:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.79) |

де – висота зуба паса (див. табл. 1.25).

Допустимий тиск:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.80) |

де  – номінальний допустимий тиск, який визначається залежно від частоти обертання малого шківа (табл. 1.36); С – коефіцієнт, який враховує передаточне відношення (табл. 1.37).

###### Таблиця 1.36

**Номінальний допустимий тиск  для різних частот обертання**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| n1, хв-1 | 100 | 200 | 400 | 1000 | 2000 | 5000 | 10000 |
| Н/мм2 | 2,5 | 2,0 | 1,5 | 1,0 | 0,75 | 0,5 | 0,35 |

Таблиця 1.37

#### Значення С для різних інтервалів передаточного відношення

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1…1,2 | 1,25…1,7 | 1,75…2,45 | 2,5…3,45 | 3,5 |
|  | 1,0 | 0,95 | 0,9 | 0,85 | 0,8 |

16. Визначають габаритні розміри шківів:

діаметр (мм) кола вершин зубців

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.81) |

де – відстань від западини зубця паса до осьової лінії троса (див. рис. 1.26), беруть мм при мм і мм при мм; *К* – поправка, яка враховує податливість витків троса, беруть мм при мм;

діаметр (мм) кола западин зубців

|  |  |
| --- | --- |
| , | (1.82) |

де – висота зубців шківа, значення якої приймають в залежності від модуля паса за табл. 1.26;

ширина зубчастого обода шківа, мм:

|  |  |
| --- | --- |
| . | (1.83) |

Одержане значення округляють до стандартного.

17. Для вилучення проміжку в зачепленні і правильного набігання паса на шківи визначають необхідне значення попереднього натягу (Н) вітки паса від відцентрової сили:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.84) |

18. Знаходять тиск (Н) на вали та опори передачі:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.85) |

За таких значень  та  мають виконуватись такі вимоги щодо точності монтажу передачі: перекіс осей валів при частоті обертання  має не перевищувати  при  перекіс має бути в 2 рази меншим.

Щоб вибрати оптимальні характеристики передачі, рекомендується розрахунок передачі виконувати за чотирма значеннями  припускаючи й найменше (див. табл. 1.29), збільшуючи наступні на 2–3 зуба.

Остаточні розміри передачі слід вибирати, порівнюючи в розрахункових варіантах тиск на вали сили , запас працездатності паса за робочим тиском на зубах малого шківа .

**Деякі рекомендації щодо конструкції та монтажу передачі зубчастим пасом.**

1. Для підвищення рівномірності розподілу навантаження між зубцями паса, зовнішній діаметр шківів необхідно збільшити на 0,05…0,2 мм (більше значення при більших модулях).

2. Для більш плавного входу зубців паса в зачеплення між пасом і шківом рекомендується робити проміжки: боковий  і радіальні  (більше значення при малих модулях).

3. Якщо необхідна міжосьова відстань  і вибрана довжина  (яка вміщує ціле число кроків) не відповідає одне одному, то вибирають пас більшої довжини і встановлюють натяжний ролик. Діаметр натяжного ролика  повинен бути більшим зовнішнього діаметра малого шківа: .

***1.2.3.3. Програмне забезпечення розрахунку передачі зубчастим пасом (Програма PAS4)***

**Опис програми.** Програма дає можливість розрахувати передачу залежно від початкових даних та умов роботи згідно з [13].

Розрахунок параметрів передачі починається з визначення розрахункової потужності та модуля паса з наступним його вибором із стандартного ряду. Далі розраховується кількість зубів ведучого та веденого шківів. Кількість зубів веденого шківа вибирається за умови найближчого більшого згідно з [13]. Розраховуються колова швидкість, обертальний момент та мінімальна допустима міжосьова відстань. Потім уточнюються міжосьова відстань, довжина паса та кут обхвату ведучого шківа.

За допомогою програми визначаються параметри зубчастого паса згідно з вимогами стандарту. Наступний етап – розрахунок колового кроку за середньою лінією, а також натягу паса.

Схему алгоритму показано на рис. 1.30. За програмою виводять на друк введені початкові дані, а також розраховані параметри у вигляді таблиць (у першій графі таблиці розміщуються параметри передачі, у другій – мінімально допустимі параметри, за яких можлива робота передачі). Наприклад, це може бути мінімально допустима кількість зубів веденого шківа для початкових даних, за якими необхідно розрахувати параметри передачі, тощо.

***Приклад 1.4.*** Розрахувати зубчастопасову передачу привода поздовжніх переміщень багатоцільового токарно-револьверного верстата згідно з такими даними: кВт, об/хв; передаточне число ; міжосьова відстань мм.

***Розв’язання.*** 1. Розрахункова потужність передачі, кВт:

,

де  за даними табл. 1.24 [13], табл. 2 або [10], табл. 7.19.

2. Модуль передачі [формула (1.71)]:

.

Беруть найближчий стандартний модуль мм.

3. За [10], табл. 2.12 або 7.20 кількість зубів малого шківа .

4. Кількість зубів великого шківа [формула (1.72)]:

.

5. Діаметри ділильних кіл шківів, мм [формула (1.73)]:

;

.

6. Колова швидкість паса, мм [формула (1.54)]:

м/с.

7. Розрахункова колова сила, Н яка передається пасом [формула (1.56)]:

|  |
| --- |
| Н. |

Ввід

N=1

PI=3,1415

ZM

OM(N)

Z1(N)

Z2(N)

D1(N)

D2(N)

AV(N)

FP(N)

Ввід вихідних даних AN, P, U, C, S, CM, CU, AT

Розрахунок модуля ведучого шківа

Вибір зі стандартного ряду модуля ведучого шківа

Розрахунок ділильного діаметра ведучого шківа

Розрахунок кількості зубів веденого шківа

Розрахунок кількості зубів ведучого шківа за ОСТ 3505227-81

Розрахунок ділильного діаметра веденого шківа

Розрахунок колової швидкості паса

Визначення обертального моменту

1

2

5

4

6

3

7

8

9

10

11

**Рис. 1.30. Схема алгоритму розрахунку параметрів**

**зубчастопасової передачі**

Amin(N)

12

Розрахунок мінімальної міжосьової відстані

А

В

AL(N)

D1

A1(N)

Z1(N)

FU(N)

B(N)

IM

DV1(N)

DV2(N)

N=2

Вивід на друк

Визначення довжини паса

Розрахунок уточненої міжосьової відстані

Визначення кута обхвату

Визначення кількості зубів, що знаходяться в зачепленні з малим шківом

Розрахунок питомої колової сили

Розрахунок діаметра вершин зубів ведучого шківа

Вибір зі стандартного ряду ширини паса

Розрахунок ширини паса

Розрахунок діаметра вершин зубів веденого шківа

13

14

17

16

18

15

19

20

21

22

23

**Рис. 1.30. Закінчення**

N>2

24

+

-

Б

А

8. Кількість зубів паса, які знаходяться в зчепленні з малим шківом [формула (1.76)]:

|  |
| --- |
| , |

де **–** кут обхвату малого шківа [формула (1.36)],

.

9. Питома колова сила, яка передається пасом [формула (1.77)], Н, мм

,

де – припустима питома колова сила, яка передається пасом шириною 1 мм,  Н/мм за [13], табл. 6 або за табл. 1.23; – коефіцієнт, який враховує вплив передаточного відношення (див. табл. 1.33); – коефіцієнт, який враховує кількість зубів паса, які знаходяться в зчепленні з малим шківом.

10. Розрахункову ширину паса визначають за допустимою питомою коловою силою [формула (1.78)], мм:

|  |
| --- |
| мм, |

де кг – маса 1 м паса шириною 1 м (див. табл. 1.26).

Згідно з [12] беремо мм.

11. Зовнішні діаметри шківів [формула (1.81)], мм:

;

,

де мм – відстань від западини зуба паса до середньої лінії металевого троса (див. табл. 1.25); – поправки,

;

,

– податливість витків металокорду паса (див. табл. 1.28).

12. Довжина паса (округляючи мм; мм) [формула (1.38)], мм:



.

13. кількість зубів паса [формула (1.74)]:

.

Здобуте значення округляють згідно з табл. 1.27; . Остаточна довжина паса [формула (1.75)]:



14. Міжосьова відстань для прийнятої довжини паса



Вибрана міжосьова відстань не виходить за межі допуску мм.

15. Допустима міжосьова відстань, мм:

.

16. Вважаючи, що тиск на опори валів дорівнює коловій силі, отримуємо [формула (1.85)], Н:

.