

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

А.С. Карпенко

**ТЕХНОЛОГІЧНА ОСНАСТКА
У ЗВАРЮВАЛЬНОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

Навчальний посібник

2-ге видання, перероблене та доповнене

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний
посібник для студентів вищих навчальних закладів

Арістей
КИЇВ
2006

УДК 621.791
ББК 34. 641я73
К26

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
лист № 14/18.2-2050 від 15.09.2004 р.*

Рецензенти:

А.І. Гедрович, доктор технічних наук, професор
Східноукраїнського Національного університету ім. В.І. Даля;
В.М. Замков, доктор технічних наук, професор, зав.відділом № 36
Інституту електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України.

Карпенко А.С.

К26 Технологічна оснастка у зварювальному виробництві /2-ге видання,
переробл. та доповн.: Навч. посібник.- К.: Арістей, 2006. - 272 с.
ISBN 966-8458-58-3

У навчальному посібнику розглянуто питання призначення, класифікації та ефективного застосування складально-зварювальної оснастки у зварювальному виробництві.

Наведені основи теорії базування заготовок та визначення сил закріплення їх в пристроях з урахуванням зварювальних деформацій. Викладені основні принципи стосовно методики вибору стандартної, модернізації існуючої та проектування спеціальної оснастки. Наведені основи методів розрахунку основних конструктивних елементів складально-зварювальних пристроїв, обертачів, кантувачів та зварювальних візків.

Навчальний посібник призначений для студентів напряму «Зварювання» технічних вузів і може бути корисним для інженерно-технічних працівників зварювального виробництва.

УДК 621.791
ББК 34.641я73

ISBN966-8458-58-3

А.С. Карпенко, 2006
Арістей, 2006

ЗМІСТ

Вступ.....	8
Передмова.....	10
1. Склад , призначення та класифікація технологічної оснастки	
1.1. Основні терміни.....	12
1.2. Структура трудомісткості робіт у зварювальному виробництві...	13
1.3. Призначення складально-зварювальної оснастки.....	16
1.4. Области застосування універсальної та спеціальної оснастки...	16
1.5. Ефективність застосування універсальної оснастки.....	17
1.6. Ознаки класифікації та класифікація складально-зварювальної оснастки.....	18
1.7. Основні напрямки робіт в області створення стандартизованої технологічної оснастки.....	19
1.8. Типи складально-зварювальної оснастки.....	20
1.8.1. Складальні пристрої.....	20
1.8.2. Пристрої для повороту і переміщення зварюваних виробів ...	21
1.8.3. Пристрої для установлення і переміщення зварювальних апаратів.....	13
2. Проектування складально-зварювальної оснастки	
2.1. Основні вихідні дані для проектування пристроїв.....	23
2.2. Вимоги до складально-зварювальної оснастки.....	24
2.3. Технічне завдання на проектування та його зміст.....	25
2.4. Вибір стандартної складально-зварювальної оснастки.....	26
2.5. Особливості проектування складально-зварювальної оснастки	28
2.6. Базування деталей та вузлів в складально-зварювальних пристроях.....	29
2.6.1. Загальні відомості про базування.....	29
2.6.2. Типові схеми базування та вибір баз.....	32
2.6.3. Розробка принципальної схеми пристрою.....	41
2.7. Забезпечення точності виготовлення зварних виробів в пристроях.....	42
2.8. Вибір доцільних варіантів розроблюваних складально- зварювальних пристроїв...	46
2.9. Порядок проектування складально-зварювальних пристроїв....	47

3. Типові конструкції складально-зварювальної оснастки	
3.1. Переносні складальні пристрої.....	50
3.2. Універсальні складально-зварювальні пристрої.....	52
3.3. Опорні пристрої для установлення виробів.....	54
3.4. Електромагнітні стенди для складання та зварювання листових конструкцій.....	57
3.5. Механічні стенди для складання та зварювання листових конструкцій.....	58
3.6. Пристрої для складання та зварювання обичайок.....	59
3.7. Механічні стенди для виготовлення балкових конструкцій.....	65
3.8. Складально-зварювальні комбайни для виготовлення балок....	70

4. Розрахунок сил в складально-зварювальних стендах та кондукторах

4.1. Розрахунок сил в стендах для листових конструкцій.....	73
4.2. Розрахунок сил в стендах та кондукторах для балкових конструкцій.....	78
4.3. Розпирні та стягуючі сили в складально-зварювальній оснастці.....	82
4.4. Попередження зсуву заготовок в пристроях.....	86
4.5. Розрахунок сил при підгинанні та припасовуванні заготовок....	87
4.5.1. Усунення деформації хвилястості листового елемента.....	87
4.5.2. Усунення місцевої випуклини кромки листового елемента....	88
4.5.3. Розрахунок сил при стягуванні кромки та вирівнюванні торців циліндричних обичайок.....	89
4.5.4. Розрахунок сил при складанні кільцевих стиків обичайок і труб.....	92
4.6. Розрахунок сил активного розтягу зварюваних заготовок.....	94
4.6.1. Сили попереднього навантаження листових заготовок.....	96
4.6.2. Розрахунок сил розтягу кільцевих стиків циліндричних обичайок.....	97
4.6.3. Розрахунок сил попереднього розтягу циліндричних обичайок при зварюванні поздовжніх швів.....	100
4.6.4. Розрахунок сил попереднього навантаження пологої сферичної оболонки при вварюванні фланців.....	102

5. Конструкція та розрахунок несучих елементів складально-зварювальної оснастки	
5.1. Призначення та вимоги до несучих конструкцій оснастки.....	105
5.2. Розрахунок каркасів для пристроїв.....	106
5.3. Розрахунок на міцність та жорсткість опорних балок кондукторів.....	106
5.4. Розрахунок на міцність та жорсткість верхньої опорної балки стенда.....	109
5.5. Розрахунок на міцність та жорсткість нижньої опорної балки стенда.....	111
5.6. Розрахунок розтискних кілець.....	112
6. Конструкція та розрахунок установочних елементів складально – зварювальної оснастки	
6.1. Класифікація та конструктивні різновиди фіксаторів.....	116
6.2. Розрахунок закріплення упорів.....	123
6.3. Розрахунок та вибір поперечного перерізу упорів.....	124
7. Конструкція та розрахунок притискних механізмів	
7.1. Призначення та вимоги до притискних механізмів... ..	126
7.2. Класифікація притискачів.....	127
7.3. Гвинтові притискачі.....	128
7.4. Клинові притискачі.....	133
7.5. Ексцентрикові притискачі.....	135
7.6. Байонетні притискачі.....	139
7.7. Комбіновані притискачі.....	139
7.8. Пружинні притискачі.....	140
7.9. Важільні притискачі.....	142
7.10. Механічні підсилювачі для механізованих приводів притискачів.....	143
7.11. Важільні та важільно-шарнірні механізми.....	144
7.12. Клиноплунжерні механізми-підсилювачі.....	147
7.13. Пневматичні притискачі	151
7.14. Розрахунок Г-подібного прихвата.....	151
7.15. Розрахунок пневмоциліндрів.....	155
7.16. Розрахунок діафрагмових пневмокамер.....	156
7.17. Розрахунок пневмошлангових притискачів.....	158
7.18. Вакуумні притискачі.....	159
7.19. Гідравлічні притискачі.....	161
7.20. Пневмогідравлічні притискачі.....	162
7.21. Електромагнітні притискачі.....	164
7.22. Розрахунок електромагнітного притискача.....	166

7.23. Розрахунок важільних притискачів складально-зварювальних кондукторів.....	170
7.24. Розрахунок клавішних затискних пристроїв з пневмошланговим приводом.....	175
8. Конструкція та розрахунок пристроїв для повороту та обертання зварюваних виробів	
8.1. Призначення та типи зварювальних обертачів.....	179
8.2. Призначення та типи кантувачів	179
8.3. Розрахунок одностоякових обертачів та кантувачів з горизонтальним шпинделем.....	181
8.4. Розрахунок одностоякових обертачів з вертикальним шпинделем.....	184
8.5. Розрахунок одностоякових обертачів та кантувачів з нахиленим шпинделем.....	185
8.6. Розрахунок двостоякових центрових кантувачів та обертачів.	190
8.7. Розрахунок двостоякових кантувачів з поворотною рамою.....	194
8.8. Безцентрові кантувачі.....	195
8.8.1. Кільцеві кантувачі.....	195
8.8.2. Розрахунок кільцевих фрикційних кантувачів.....	196
8.8.3. Ланцюгові кантувачі.....	199
8.8.4. Розрахунок ланцюгового кантувача.....	200
8.8.5. Важільно-домкратні кантувачі.....	204
8.8.6. Розрахунок універсального домкратного кантувача.....	205
8.8.7. Важільно - книжкові кантувачі.....	208
8.8.8. Розрахунок важільно-книжкового кантувача.....	209
8.9. Універсальні обертачі (маніпулятори та позиціонери).....	212
8.9.1. Призначення та типи універсальних обертачів (маніпуляторів та позиціонерів).....	212
8.9.2. Розрахунок універсальних обертачів.....	215
8.10. Призначення та конструкція роликів стелів.....	223
8.10.1. Розрахунок роликів стелів.....	224
9. Конструкція та розрахунок пристроїв для переміщення зварювальних апаратів	
9.1. Функціональне призначення пристроїв для переміщення зварювальних апаратів.....	233
9.1.1. Підйомно-поворотні колони.....	233
9.1.2. Зварювальні візки.....	235
9.2. Розрахунок зварювальних візків.....	240
9.2.1. Визначення опорних реакцій ходових коліс.....	240

9.2.2. Розрахунок ходової частини та механізму пересування.....	244
9.2.3. Розрахунок механізму піднімання каретки.....	249
9.2.4. Розрахунок механізму висування штанги.....	251
9.2.5. Розрахунок несучих конструкцій зварювальних візків.....	253
9.3. Нерівномірність зварювального руху та заходи щодо його попередження.....	257

10. Техніка безпеки, експлуатація, контроль та ремонт складально-зварювальних пристроїв

10.1. Вимоги щодо безпечної роботи зі складально-зварювальними пристроями.....	259
10.2. Експлуатація складально-зварювальних пристроїв.....	260
10.3. Контроль складально-зварювальних пристроїв.....	260
10.4. Ремонт складально-зварювальних пристроїв.....	262

Література.....	263
------------------------	------------

Вступ

При виготовленні зварних конструкцій використовують різноманітну технологічну оснастку. Вибір та розробка складально-зварювальної оснастки є одним з етапів технологічної підготовки виробництва нових зварних конструкцій. Скорочення терміну технологічної підготовки виробництва в певній мірі залежить від ефективності заходів щодо вибору стандартної, модернізації існуючої та розробки нової технологічної оснастки. Як правило, основними труднощами при оснащенні зварювального виробництва технологічною оснасткою є її проектування та виготовлення.

Універсальну оснастку вибирають за чинними стандартами та нормами, що потребує від фахівця знань будови цієї оснастки, її точнісних та технологічних можливостей, рекомендованих варіантів та областей застосування. При цьому більшу частину видів стандартної оснастки не розраховують на міцність та жорсткість, надійність та вібростійкість, тому що все це гарантується методикою вибору її за параметрами, а визначають тільки очікувану похибку установлення, зусилля притиску заготовок та економічну ефективність.

Часта зміна об'єктів виробництва потребує модернізації існуючої та створення нових конструкцій оснастки, що зумовлює удосконалення методів її розрахунку, проектування та виготовлення. Враховуючи конструктивні особливості різноманітних зварних конструкцій, не завжди вдається вибрати та призначити стандартну оснастку. В цьому випадку фахівець повинен володіти методикою проектування та розрахунку оригінальної, тобто спеціальної оснастки.

При всій оригінальності спеціальної оснастки, її конструктивні елементи в основі своїй подібні таким же елементам звичайної оснастки. Ґрунтовне розуміння фахівцем службового призначення якого-небудь виду технологічної оснастки, процесу її проектування та виготовлення, дозволяють на основі відповідних нормативних матеріалів технічно грамотно і економічно обґрунтовано установити розумне співвідношення стандартних та спеціальних елементів розроблюваної оснастки.

Досвід викладання навчальної дисципліни "Технологічна оснастка" показав, що необхідно мати навчальний посібник для студентів напряму «Зварювання» технічних вузів. На даний час таких посібників, де знайшли б питання розробки, проектування та розрахунку складально-зварювальної оснастки, немає. Окремі відомості розкидані по багатьом монографіям та періодичним виданням. Все це потребує систематизації та узагальнення питань проектування, конструювання

та розрахунку складально-зварювальних пристроїв. Посібник написано на основі узагальнення матеріалів підприємств, монографій, періодичної преси та наукової роботи автора.

Передмова

Метою викладання навчальної дисципліни “Технологічна оснастка” є підготовка висококваліфікованих фахівців в галузі зварювання, здатних до розробки ефективних технологічних процесів на основі застосування і модернізації стандартної та проектування спеціальної складально-зварювальної оснастки.

Завданнями навчальної дисципліни є опанування теоретичних основ базування заготовок, методів визначення необхідних сил для їх закріплення, методики конструювання, розрахунку силових приводів та функціональних елементів і вузлів складально-зварювальних стендів, кондукторів, пристроїв для переміщення зварюваних виробів та зварювальних апаратів.

Знаннями є теоретичні основи базування заготовок та визначення сил закріплення їх в складально-зварювальних пристроях на основі урахування зварювальних деформацій, розрахунку потужності силових приводів, міцності і жорсткості конструктивних деталей та вузлів оснастки.

В результаті оволодіння знаннями фахівець повинен уміти:

- вибирати технологічні і установочні бази;
- складати схеми базування та закріплення заготовок в пристроях;
- розраховувати необхідні сили притиску заготовок;
- формулювати основні вимоги до пристрою;
- визначати шляхи забезпечення точності пристрою;
- складати принципову схему пристрою;
- складати технічне завдання на проектування спеціальних пристроїв;
- складати компоновочні схеми пристроїв;
- конструювати та розраховувати на міцність і жорсткість упорів, притискачів та несучих конструкцій пристроїв;
- вибирати та проводити розрахунки силових приводів і механічних підсилювачів;
- конструювати та компонувати складально-зварювальні пристрої;
- виконувати відповідні розрахунки при модернізації існуючих у виробництві складально-зварювальних стендів і кондукторів, пристроїв для переміщення зварюваних виробів та зварювальних апаратів;
- вибирати та призначати стандартні складально-зварювальні пристрої;
- налагоджувати, контролювати, ремонтувати та експлуатувати оснастку.

Успішне оволодіння знаннями при вивченні навчальної дисципліни “Технологічна оснастка” базується на знаннях, отриманих при вивченні наступних дисциплін: “Теоретична механіка”, “Опір матеріалів”, “Деталі

машин і основи конструювання”, “Вища математика”, “Теоретичні основи електротехніки”, “Гідропневмопривід”, “Напруження та деформації при зварюванні”, “Зварювання плавленням”, “Проектування зварних конструкцій”, “Технологічні процеси зварювального виробництва”. Отримані знання використовуються студентами у курсовому та дипломному проектуванні.

1. СКЛАД , ПРИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОСНАСТКИ

1.1. ОСНОВНІ ТЕРМІНИ

Розробка технологічних процесів виготовлення зварних конструкцій супроводжується заходами, пов'язаними з визначенням, вибором, розробкою та замовленням нових засобів технологічного оснащення. Таким чином, для реалізації технологічного процесу необхідні засоби технологічного оснащення.

Засоби технологічного оснащення - сукупність технологічного устаткування (в тому числі для контролю і випробувань), технологічної оснастки (в тому числі інструменти і засоби контролю) та засобів механізації і автоматизації виробничих процесів.

Технологічне устаткування - сукупність машин, механізмів, верстатів та приладів, які виконують одну або декілька певних виробничих операцій при виготовленні різних виробів (стругання, фрезерування, різання, зварювання).

Технологічна оснастка - сукупність обладнань, механізмів, пристроїв та спеціального інструменту, необхідних для здійснення запроектованого технологічного процесу. Оснастка сама не виконує ніяких технологічних операцій, а тільки сприяє їх виконанню і застосовується при виготовленні конкретних виробів або групи однотипних виробів.

У зварювальному виробництві технологічну оснастку за звичаєм називають складально-зварювальною оснасткою.

Складально-зварювальна оснастка - сукупність обладнань, механізмів, пристроїв та спеціального інструменту, необхідних для здійснення запроектованого технологічного процесу складання і зварювання вузлів, секцій та виробів у цілому.

Пристрій - додаткове обладнання до технологічної оснастки або устаткування, яке застосовується для полегшення умов праці, підвищення її продуктивності, забезпечення умов техніки безпеки працюючого та ін. Окремі пристрої можуть не входити в склад технологічного устаткування або оснастки і використовуватись незалежно від них, тобто самостійно.

Інструмент - головна частина виконавчого механізму, за допомогою якої доцільно змінюють предмет праці (різець, свердло, шліфувальний

круг, молоток, зубило та ін.). Інструмент використовують при виконанні слюсарних, складальних та інших видів робіт.

Механічне обладнання - сукупність пристроїв, механізмів, верстатів та приладів, які виконують одну або декілька допоміжних операцій при виготовленні зварних конструкцій (кантування виробу в зручне для зварювання положення, переміщення виробу або зварювальних апаратів в процесі зварювання).

Механізм - кінематичний ланцюг, який призначений для здійснення певних доцільних рухів.

Машина - механізм або комплекс механізмів, призначених для виконання потрібної роботи, пов'язаної з процесом виробництва, транспортування або з процесом перетворення енергії.

1.2. СТРУКТУРА ТРУДОМІСТКОСТІ РОБІТ У ЗВАРЮВАЛЬНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Прийнято вважати, що процес виробництва зварних конструкцій складається із трьох стадій: 1) виготовлення заготовок; 2) складання і зварювання вузлів та виробів; 3) оброблення.

Виготовлення заготовок включає операції: виправлення, очищення та підготовки поверхонь, розмічування, маркування, різання, вигинання, штампування та механічної обробки.

Складання зварних виробів включає такі операції: установлення та перевірка заготовок, припасовування заготовок та усунення перекосів і зазорів, фіксація заготовок в необхідному положенні, закріплення заготовок. Для виконання складальних операцій використовують складальні або складально-зварювальні пристрої. В першому випадку складання закінчується взаємним скріпленням заготовок за допомогою електроприхваток, а в другому випадку складений виріб зварюють у цьому ж пристрої.

Зварювання виробу може включати безпосередньо операцію зварювання, або операцію зварювання з допоміжною операцією, яка передбачає установлення виробу в зручне для зварювання положення чи навіть його переміщення зі швидкістю зварювання.

Оброблення зварних виробів включає наступні технологічні операції: зачищення та шліфування, виправлення зварних виробів, прокатування, проковування та термічна обробка, механічна обробка, очищення і обробка зварних виробів, нанесення захисного покриття.

Поряд з технологічними операціями, на кожній стадії виробництва зварних конструкцій виконуються допоміжні операції, які можна поділити

на дві групи: 1) допоміжні операції, що безпосередньо пов'язані з технологічним процесом; 2) операції з обслуговування.

До першої групи належать такі операції: транспортні, контрольні, налагоджувальні, розподільчі, комплектовочні, збереження та видачі матеріалів, інструментів і пристроїв.

До операцій з обслуговування належать такі операції: ремонт устаткування, пристроїв та інструментів, а також прибирання виробничих приміщень.

Аналіз структури трудомісткості виробничого процесу в зварювальних цехах дрібносерійного і серійного виробництва (табл.1.1) дає можливість зробити висновок про те, що зварювальні операції за трудомісткістю складають невелику долю і становлять 29% від загального обсягу складально-зварювальних робіт. Інші 71% робіт припадають на долю складальних, транспортних та різних допоміжних робіт. Тому різні заходи щодо механізації та автоматизації процесів зварювання не призведуть до суттєвого загального зменшення трудомісткості виготовлення зварних конструкцій. Успішно вирішити таке завдання можна тільки на основі механізації та автоматизації заготівельних, складальних, транспортних і інших допоміжних операцій, тобто на основі комплексної механізації і автоматизації. Комплексна механізація та автоматизація досягається за рахунок застосування механізованих, комплексно-механізованих, автоматизованих, автоматичних і комплексно-автоматичних ліній. Механізація і автоматизація зварювального виробництва забезпечують зменшення трудомісткості та собівартості виробів, скорочення виробничого циклу, полегшення умов праці, підвищення якості, економію основних і зварювальних матеріалів, ефективне використання виробничих площ. Але значно складніше такі питання вирішуються на підприємствах з малою програмою випуску та великою номенклатурою зварних виробів, що характерно для одиничного та дрібносерійного виробництва.

Таблиця 1.1. Структура трудомісткості робіт зварювального цеху

Операції	Доля, %	
	в загальній трудомісткості	в трудомісткості складально-зварювальних стадій
Заготівельні	18	-
Складання вузлів та виробів	21	29
Зварювання	21	29
Обробка	9	13
Допоміжні операції	21	29
Обслуговування	10	-

При впровадженні засобів механізації і автоматизації в цих умовах виникають труднощі, пов'язані з малою програмою випуску однотипної продукції, великою вартістю автоматизованого устаткування і спеціалізованої або спеціальної оснастки, що утруднює їх окупність та економічно ефективно використання. В цьому випадку доцільно звернути увагу на складальні операції. Складальні операції, які в значній мірі обумовлюють якість зварних конструкцій, механізовані недостатньо і відрізняються низькою продуктивністю праці [35]. Трудомісткість складання становить приблизно 40% трудомісткості всієї складально-зварювальної операції (рис.1.1).

В масовому та крупносерійному виробництві витрати часу на складання зварних конструкцій скорочуються на 30-40% за рахунок застосування спеціальних складально-зварювальних пристроїв. Зменшення трудомісткості відбувається завдяки усуненню витрат часу на розмічування, установлення та вивіряння конструктивних елементів виробу, що складається (табл. 1.2). Але в одиничному та дрібносерійному виробництві такі пристрої застосовуються дуже рідко, тому що їх проектування і виготовлення потребують великих витрат часу та коштів.



Рис.1.1. Структура норми часу складально-зварювальної операції

Таблиця 1. 2. Структура норми часу складання для зварювання

Назва операції	Норма часу, %
Припасовування зготовок	40
Установлення та вивіряння деталей вузла	25
Розмічування та перевірка виробу	15
Перевірка розмірів та якості заготовок	5
Прихвачування заготовок	5
Отримання замовлення та ознайомлення з роботою	5
Транспортування у цеху	3
Маркування та здавання ВТК	2

Таким чином, можна зробити висновок про недостатній рівень механізації складальних і допоміжних операцій, які включають:
 - при складанні - установлення, фіксацію та закріплення заготовок і вузлів;

- при зварюванні - установлення виробів в зручне для зварювання положення, переміщення виробів з швидкістю зварювання, установлення, переміщення та відведення зварювальних автоматів. Механізація вказаних операцій є своєрідним резервом підвищення продуктивності праці в зварювальному виробництві.

1.3. ПРИЗНАЧЕННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Призначення складально-зварювальної оснастки зводиться до наступного:

- 1) збереження з необхідною точністю габаритів, геометричної форми та взаємного розміщення деталей і вузлів виготовлюваних зварних конструкцій;
- 2) зменшення обсягу ручних робіт при складанні та зварюванні виробів;
- 3) підвищення продуктивності праці;
- 4) зменшення трудомісткості робіт;
- 5) скорочення тривалості виробничого циклу;
- 6) полегшення умов праці за рахунок механізації ручних робіт;
- 7) використання менш кваліфікованої робочої сили;
- 8) зменшення вартості виготовлюваних зварних конструкцій;
- 9) розширення технологічних можливостей зварювального устаткування;
- 10) підвищення якості зварних виробів та забезпечення їх взаємозамінності;
- 11) підвищення рівня комплексної механізації та автоматизації виробництва зварних конструкцій.

1.4. ОБЛАСТІ ЗАСТОСУВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ТА СПЕЦІАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Технологічний процес складання та зварювання виробу включає операції складання і зварювання окремих вузлів та виробу в цілому. В залежності від складності зварного виробу здійснюють його розчленування на складальні одиниці, що дозволяє застосовувати прогресивну технологію складання та зварювання на основі модернізації існуючої, застосування стандартної та розробки нової технологічної оснастки. По конструктивному оформленню та за характером використання складально-зварювальну оснастку поділяють на універсальну, спеціалізовану та спеціальну.

Універсальна оснастка призначена для широкої номенклатури зварних виробів в одиничному та дрібносерійному виробництві. Така

складально-зварювальна оснастка включає безліч взаємозамінних нормалізованих і стандартизованих елементів, що дає широкі можливості забезпечувати переналагодження оснастки при переході підприємства на виготовлення нових типів конструкцій. Таким чином, для одиничного та дрібносерійного виробництва, що характеризується широкою номенклатурою виробів та незначною програмою випуску, доцільно використовувати універсальну оснастку. Комплекти універсальних складально-зварювальних пристроїв замовляються підприємствами через спеціальні прокатні бази.

Спеціалізована складально-зварювальна оснастка застосовується для виробництва групи однотипних виробів в серійному та крупносерійному виробництві зварних конструкцій. В одиничному та дрібносерійному виробництві вона застосовується досить рідко через необхідність великих витрат на її проектування та виготовлення.

Спеціальна складально-зварювальна оснастка використовується для виготовлення одного або декількох конкретних виробів в крупносерійному та масовому виробництві зварних конструкцій. Вона забезпечує більш високу продуктивність праці та найкращу якість зварних конструкцій у порівнянні з універсальною оснасткою.

1.5. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Досвід зварювального виробництва свідчить про те, що універсальна оснастка зменшує трудомісткість складання в 2 рази та збільшує випуск продукції з 1м² виробничої площі в 1,5 рази. При цьому зменшуються витрати на проектування оснастки на 60...70% у порівнянні з індивідуальною оснасткою, а витрати на її виготовлення зменшуються на 70...80% . Але тимчасове використання підприємствами комплектів універсальної оснастки буде найбільш ефективним, коли виробництво має великі обсяги випуску зварних конструкцій при широкій номенклатурі виробів. В інших випадках стає більш доцільним розробляти спеціальну складально-зварювальну оснастку.

Ефективність складання виробів з використанням універсальної складально-зварювальної оснастки, у порівнянні зі складанням по розмічуванню, залежить від розміру партії вузлів, що складаються. Розмір партії вузлів, що складаються, при якому економічно доцільно використовувати універсальну складально-зварювальну оснастку, визначається за формулою [18]

$$H_{KP} = \frac{C_{II}}{(T_{ш.р} - T_{ш.п})A} ,$$

де C_n - собівартість складання одного пристрою, грн.;

$T_{ш.р}$ - штучний час складання по розмітці, год.;

$T_{ш.п}$ - штучний час складання з використанням пристрою, год.;

A - погодинна тарифна ставка слюсаря-складальника, грн.;

$N_{кр}$ - критичний розмір партії, шт.

Критичний розмір партії, при якій вигідно використовувати універсальну складально-зварювальну оснастку, в залежності від конструкції зварного виробу, становить 30...40 шт.

1.6. ОЗНАКИ КЛАСИФІКАЦІЇ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Складально-зварювальну оснастку, що застосовується у зварювальному виробництві, класифікують за декількома ознаками.

1. За функціональним призначенням: пристрої для складання виробів; складально-зварювальні пристрої; зварювальні пристрої; пристрої для повороту виробу в зручне для зварювання положення; пристрої для переміщення виробу під час зварювання; пристрої для переміщення зварювальних апаратів.
2. За методом зварювання - пристрої для електродугового зварювання, для електрошлакового зварювання та для контактного зварювання.
3. За ступенем спеціалізації - пристрої універсальні, спеціалізовані та спеціальні.
4. За ступенем механізації і автоматизації - пристрої ручні, механізовані, напівавтоматичні та автоматичні.
5. За необхідністю зміни положення - пристрої поворотні та неповоротні.
6. За видом установлення у виробничих приміщеннях – пристрої стаціонарні пересувні та переносні.
7. За джерелом енергії силових приводів обертання, переміщення та притиску заготовок - пристрої пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні, вакуумні, електромагнітні, електромеханічні, комбіновані.
8. За типом зварних конструкцій - пристрої для плоско листових конструкцій (для полотниць), для оболонкових конструкцій, для балкових конструкцій, для рамних та решітчастих конструкцій, для корпусних конструкцій, для деталей машин та приладів.
9. За ефективністю впливу на рівень залишкових деформацій зварного виробу: пасивні пристрої - пристрої, що передбачують утримування виробу в оснастці під час його зварювання та наступного охолодження;
активні пристрої - пристрої, що передбачують попереднє

навантаження зварюваних заготовок з метою компенсації залишкових деформацій зварного виробу.

1.7. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ РОБІТ В ОБЛАСТІ СТВОРЕННЯ СТАНДАРТИЗОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОСНАСТКИ

Більшість складально-зварювальних пристроїв, що використовуються у зварювальному виробництві, створені як оригінальні і призначені для виготовлення конкретних виробів в умовах масового виробництва. Але такі пристрої не можуть бути переналагоджені на інший типорозмір після зміни об'єкта виробництва. Навіть незначні зміни конструкції виробу викликають необхідність заміни спеціальних пристроїв. Лише незначна кількість складально-зварювальних пристроїв може бути віднесена до категорії універсальних. Проте, навіть спеціалізовані складально-зварювальні пристрої можна змонтувати із універсальних, уніфікованих вузлів. Тобто, замість спеціальних пристроїв для кожного виробу та кожної операції достатньо мати набір стандартних взаємозамінних деталей і вузлів різного функціонального призначення. До таких уніфікованих вузлів відносяться стелажі, плити та планшайби, перехідні елементи, вертикальні та горизонтальні опори, струмопідводи, фіксатори та різноманітні притискачі, редуктори, силові приводи притискачів та механізмів обертання і переміщення, нерозбірні вузли різного призначення, деталі для закріплення та ін. З таких вузлів можна компонувати спеціальні пристрої для виконання конкретних операцій: складання, складання та зварювання, обертання або переміщення виробу під час зварювання, переміщення зварювальних апаратів та ін.

У зв'язку з цим, основними напрямками робіт в області створення стандартизованої технологічної оснастки є агрегування, універсалізація та спеціалізація.

Агрегування - створення складально-розбірних конструкцій оснастки із стандартизованих деталей та вузлів, які мають властивість функціональної взаємозамінності.

Перевагами методу агрегування є:

- скорочення строків проектування та виготовлення технологічної оснастки;
- низька вартість при серійному централізованому виробництві;
- мінімальні витрати часу при переналагодженні на новий вид виробів;
- можливість багаторазового повторного використання нормалізованих елементів і уніфікованих вузлів в нових компоновках оснастки;

- можливість суттєвого скорочення типорозмірів та номенклатури вузлів і механізмів.

Метод агрегативання і централізоване постачання вузлів дає можливість заводам-виробникам власними силами проектувати та виготовляти різні за призначенням складально-зварювальні пристрої.

Спеціалізація - створення спеціалізованих конструкцій оснастки, які можна застосовувати для складання та зварювання певних груп однотипних конструкцій.

Універсалізація - створення спеціалізованих конструкцій оснастки, які можна застосовувати для складання та зварювання різних виробів без яких-небудь доробок, або з доповненням нескладних змінних елементів.

1.8. ТИПИ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

За функціональним призначенням складально-зварювальну оснастку можна розділити на три групи, кожна з яких охоплює декілька типів пристроїв.

1.8.1. Складальні пристрої

Складальні пристрої призначені для фіксації та закріплення заготовок зварюваного виробу або його вузлів та забезпечення регламентованої точності і якості зварюваних виробів.

Конструкція складального пристрою залежить від конфігурації і розмірів зварюваного виробу, від технології його зварювання, а також від типу та масштабу виробництва.

В залежності від функціонального призначення складальні пристрої поділяються на власне складальні, в яких виконуються тільки складальні операції, і складально-зварювальні, в яких виконуються не тільки складальні але і зварювальні операції.

Обов'язковими елементами усіх складальних пристроїв є несучі конструкції, фіксатори, притискачі, силові приводи притискачів та механізмів повороту і переміщення. До типових складальних пристроїв відносяться:

- 1) фіксуючі та закріплюючі елементи - упори, фіксатори, опори, пальці, гнізда, ложементи, призми, притискачі та затискачі;
- 2) звичайні переносні складальні пристрої - струбцини, домкрати, стяжки, розпірки, клинові скоби, клинові притискачі, прихвати, гвинтові та електромагнітні притискачі;
- 3) неповоротні пристрої -стелажі, плити та столи;

- 4) універсально - складальні пристрої в комплект яких входять базові та корпусні деталі, фіксуючі та притискні елементи, самоцентруючі патрони, центрові бабки, пневмоциліндри та ін.
- 5) неповоротні складальні стенди і кондуктори;
- 6) неповоротні складально-зварювальні стенди і кондуктори;
- 7) поворотні складально-зварювальні кондуктори;
- 8) складально-зварювальні комбайни.

1.8.2. Пристрої для повороту і переміщення зварюваних виробів

Поворотні пристрої призначені не тільки для оперативних поворотів при складанні і зварюванні але і при обробці контролі та випробуванні. До цієї групи пристроїв відносяться: кантувачі, позиціонери, обертачі, маніпулятори, роликові стенди, поворотні столи зварників та автооператори.

1.8.3. Пристрої для установаження і переміщення зварювальних апаратів

Пристрої призначені для закріплення та переміщення зварювальних апаратів з маршовою або зварювальною швидкостями. До цієї групи пристроїв відносяться: несучі підйомно-поворотні колони, зварювальні візки, спеціальні пристрої для переміщення зварювальної головки, площадки для зварників.

Пристрої для переміщення виробів та зварювальних апаратів об'єднані єдиним типажом, що дало можливість організувати серійне виробництво таких пристроїв. Більшість моделей таких пристроїв скомпонована із уніфікованих типових вузлів та механізмів, які виготовляються у централізованому порядку. Типаж охоплює 120 моделей пристроїв для переміщення виробів під час зварювання та зварювальних апаратів, за допомогою яких стає можливим компонування різні механізовані складально-зварювальні установки. В основному він включає універсальні пристрої загального призначення до яких відносяться маніпулятори, обертачі, кантувачі, візки та ін. Спеціалізовані пристрої типажом не охоплені, бо їх призначення обмежується якимось одним типорозміром виготовлюваних конструкцій у масовому виробництві. У зв'язку з цим такі пристрої проектуються і виготовляються в індивідуальному порядку.

Велика чисельність устаткування для зварювання, яке випускається серійно, не дає можливості здійснити комплексну механізацію та автоматизацію зварювального виробництва, зважаючи на функціональну обмеженість такого устаткування. Для цієї мети необхідно мати пристрої та механізми, які виконували б основні операції - складальні і

зварювальні та допоміжні операції- транспортні, кантовочні та операції по переміщенню зварювального устаткування або виробів зі швидкістю зварювання. Поєднання устаткування для зварювання та допоміжних пристроїв, застосувавши принцип агрегування, дає можливість одержати комплексну механізовану установку або поточну складально-зварювальну лінію.

Додатково по п.1 дивись [1,2,4,5,13,14,16,18,34,35].

2. ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

2.1. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ПРИСТРОЇВ

Розробка складально-зварювальної оснастки є одним з етапів технологічної підготовки виробництва (ТПВ) нових зварних конструкцій. Вихідними даними для розробки пристроїв є ряд документів, які конструктор повинен уважно вивчити та проаналізувати.

1. Технічне завдання на проектування або модернізацію пристрою.
2. Креслення виробу та технічні умови (ТУ) на виготовлення.

Аналіз цієї документації дозволяє одержати інформацію про наступне:

- технічні умови на виготовлення зварного виробу;
- точність зварної конструкції;
- технологічність конструкції виробу;
- габарити, вага виробу та характер розташування деталей у вузлах;
- конфігурація і розміри деталей, що входять в складальну одиницю;
- точність виготовлення заготовок та стан їх поверхонь;
- характер розташування та протяжність зварних швів;
- можливість легкого установлення деталей при складанні виробу;
- можливість легкого знімання складеного виробу з пристрою;
- доступність до місць постановки прихваток, зварки або наплавки.

Технологічні зварні конструкції дозволяють використовувати більш прості та дешеві пристрої для їх виготовлення.

3. Технологічний процес виготовлення виробу.

а) Технологія виготовлення заготовок.

Вивчаються способи виготовлення заготовок. Відхилення в заготовках можуть бути у вигляді відхилень розмірів та спотворення форми поверхні. Перші відхилення впливають на вибір типу фіксуючих пристроїв, а інші - на конструкцію притискачів.

б) Технологія складання та зварювання виробу:

- найліпші бази фіксування для одержання необхідної точності;
- послідовність фіксування та зварювання деталей, що дає можливість виявити більш раціональний шлях розміщення фіксаторів та притискачів;
- положення пристрою в процесі складання виробу та необхідність повороту пристрою;

- найдоцільніше положення вузла при складанні в пристрої для зручності постановки прихваток;
- способи забезпечення жорсткості деталей та вузлів в процесі складання та зварювання;
- можливість та доцільність використання механічно оброблених отворів або поверхонь деталей;
- способи автоматичного зварювання;
- необхідність застосування пристроїв для переміщення зварюваних виробів або зварювальних апаратів;
- технічна характеристика устаткування та посадочні місця, за допомогою яких технологічна оснастка буде сполучатись з устаткуванням;

Раціональний технологічний процес складання та зварювання проробляється на рівні маршрутного або розгорнутого технологічного процесу та ретельно вивчається розробником пристрою.

4. Виробнича програма випуску.

Вона визначає складність пристрою, необхідність і доцільність оснащення його механізмами для комплексної механізації та автоматизації. Вибір типу пристрою залежить від способу складання та зварювання, конструкції виробу, матеріалу деталей, вимог до якості складання та зварювання, необхідної точності розмірів та заданої продуктивності.

При цьому необхідно враховувати необхідність суттєвого зменшення трудомісткості складальних та допоміжних робіт, забезпечення стабільної якості виробів, полегшення та поліпшення умов праці робітників, усунення стомливих та монотонних ручних робіт.

5. Креслення аналогічних пристроїв.

6. Стандарти на деталі та механізми пристроїв.

7. Довідкова та нормативно-технічна література.

2.2. ВИМОГИ ДО СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Складально-зварювальна оснастка повинна забезпечувати:

- установлення деталей в зварюваному вузлі без приганяльних операцій;
- точність складання в межах установлених кресленнями допусків;
- вільний доступ до місця прихватки та зварки;
- найбільш вигідний порядок складання та послідовність виконання зварних швів;
- надійне закріплення зварюваного виробу притискачами;

- можливість зварки в нижньому положенні;
- швидке відведення тепла від місця інтенсивного нагрівання;
- зниження зварювальних деформацій та напружень у вузлі;
- захист усіх базових та установочних поверхонь;
- надійний захист базових та установочних елементів, силових елементів, корпусу оснастки від прилипання зварювальних бризок;
- необхідну міцність та жорсткість елементів пристрою;
- виключення можливості заклинювання затискних механізмів під дією зварювальних деформацій;
- вільне знімання (витягування) складеного або звареного виробу пристрою;
- ремонтоспроможність (можливість зміни швидкозношуваних деталей та відновлення необхідної точності пристрою);
- технологічність пристрою;
- безпека експлуатації (наявність самогальмівних пристроїв та ін.);
- широке використання типових уніфікованих, нормалізованих та стандартних деталей, вузлів і механізмів, що сприяє зменшенню їх собівартості, строків проектування та виготовлення.

2.3. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЙОГО ЗМІСТ

Технічне завдання на проектування нових або модернізацію діючих пристроїв повинно узагальнювати всі основні вимоги, які ставляться до пристроїв та їх окремих елементів. Воно оформляється по загальноприйнятій формі, підписується та затверджується в установленому порядку.

У технічному завданні наводяться такі відомості:

1. Найменування пристрою.
2. Призначення пристрою.
3. Технічні вимоги:
 - місце установлення пристрою;
 - виділена площа;
 - характеристика енергоносіїв (напруга, струм, тиск повітря, води та ін.);
 - габарити пристрою;
 - необхідна продуктивність;
 - перелік деталей та складальних одиниць, які будуть складатися або зварюватись в пристроях;
 - умови подавання деталей до пристрою та видавання виробу, вид транспортних засобів;
 - вимоги до керування пристроєм (місцеве, дистанційне, та ін.);

- вимоги техніки безпеки;
 - ергономічні вимоги.
4. Технологічний процес з докладною розшифровкою операцій, переходів та проходів, які виконуються за допомогою пристрою.
 5. Допоміжні технічні вимоги, які характеризують:
 - режим роботи пристрою;
 - можливість переналагодження;
 - ступінь механізації та автоматизації;
 - надійність;
 - уніфікацію та стандартизацію;
 - зв'язок з іншими пристроями;
 - кліматичні умови експлуатації;
 - вимоги до маркування та упаковки.
 6. Економічні показники від використання пристрою:
 - кошторисна вартість;
 - річний економічний ефект;
 - термін окупності капітальних витрат та ін.
 7. Робочі креслення зварного виробу.
 8. Креслення заготовок з фактичними відхиленнями розмірів та форми.
 9. Принципіальна схема пристрою.
 10. План цеху з перерізами та сіткою колон, з зазначенням напрямку руху виробу, підйомно-транспортних засобів цеху та місць розташування енергоносіїв.
 11. Дані про аналогічні пристрої, які використовуються на данному підприємстві та дані про конструкцію спеціальних групових пристроїв, що використовуються на інших підприємствах (в тому числі за кордоном) для виготовлення аналогічних конструкцій.

2.4. ВИБІР СТАНДАРТНОЇ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Вибір стандартної оснастки здійснюється на основі аналізу витрат на реалізацію технологічного процесу виготовлення зварної конструкції в установлені терміни при заданій якості. Аналіз витрат передбачає:

- а) порівняння варіантів оснастки, що відповідають однаковим вимогам та забезпечують вирішення однакових задач в конкретних виробничих умовах;
- б) вибір варіантів складально-зварювальної оснастки, який базується на використанні інформації про плани розвитку підприємства, технічні вимоги до виробу, кількість та строки виготовлення виробів, технічні

можливості оснастки та витрати на її придбання і експлуатацію;
в) урахування вимог техніки безпеки та промислової санітарії.

Ефективність вибору оснастки оцінюється на основі порівняння фактичних витрат з плановими та урахування експлуатаційно-технічних показників виробничого процесу виготовлення зварних конструкцій.

При виборі стандартної технологічної оснастки здійснюється комплекс взаємозв'язаних робіт в такій послідовності:

- а) проведення аналізу конструктивних характеристик зварного виробу, що передбачає габаритні розміри, вагу виробу, точність, матеріал, способи зварювання, види заготовок та ін.;
- б) проведення аналізу організаційних та технологічних умов виготовлення зварного виробу на основі якого з'ясовують схему базування та фіксації, вид технологічної операції, організаційну форму процесу виготовлення та ін.;
- в) групування технологічних операцій з метою визначення найбільш прийняттого типу складально-зварювальної оснастки та підвищення її коефіцієнта використання;
- г) вибір типу складально-зварювальної оснастки;
- г') визначення вихідних вимог до складально-зварювальної оснастки;
- д) відбір конструкцій оснастки, що відповідає установленим вимогам, з існуючої номенклатури.

Конструкції оснастки слід визначати з урахуванням стандартних та типових вирішень для даного виду технологічних операцій на основі:

- габаритних розмірів виробу;
- виду заготовок;
- характеристики матеріалу виробу;
- точності параметрів і конструктивних характеристик виробу;
- технологічних схем базування та фіксації заготовок;
- характеристик зварювального устаткування;
- характеристик допоміжних пристроїв для переміщення зварюваних виробів та зварювальних апаратів;
- способів та режимів зварювання;
- обсягів виробництва.

При виборі технологічної оснастки використовують нормативно-технічну та технічну документацію. Для нормативно-технічної документації є стандарти на технологічну оснастку та на технологічне устаткування.

Технічна документація включає альбоми типових конструкцій оснастки, каталоги та паспорти на технологічне устаткування і допоміжні пристрої.

При техніко-економічному обґрунтуванні вибору типу складально-зварювальної оснастки розраховують наступні показники: коефіцієнт завантаження одиниці технологічної оснастки; витрати на оснащення технологічних операцій виготовлення зварного виробу.

2.5. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Складально-зварювальна оснастка має деякі специфічні особливості, що відрізняють її від технологічної оснастки, яка застосовується в машинобудуванні. Тому необхідно познайомитись з цими особливостями, щоб враховувати їх при розробці складально-зварювальної оснастки.

-зварна конструкція складається з великої кількості різноманітних заготовок, з'єднаних за допомогою зварних швів. При складанні конструкції забезпечують послідовне установлення заготовок в пристрої з наступним незалежним фіксуванням кожної з них. Установлені в необхідному положенні заготовки закріплюються притискачами або притискачами та прихватками з додержанням, визначених технологічним процесом зазорів;

-під час зварювання окремі деталі та поверхні пристроїв зазнають впливу місцевих високих температур, бризок та капель розплавленого металу і шлаку, а також частинок флюсу, шлакової кірки і обмазки електродів;

-у несучих та опорних конструкціях складально-зварювального пристрою виникають зусилля від власної ваги та від ваги зварюваного виробу;

-у конструктивних елементах складально-зварювального пристрою виникають зусилля від деформацій виробу, що утворюються в процесі зварювання та наступного охолодження закріпленого виробу. Тому такі пристрої повинні сприяти зменшенню залишкових деформацій зварного вузла;

-окрім того, в функціональних елементах пристрою можуть виникати зусилля, що пов'язані з попереднім деформуванням виробу для компенсації залишкових зварювальних деформацій;

-у складально-зварювальних пристроях виникають розпірні та сягуючі сили від нерівномірного нагрівання заготовок при зварюванні, а також сили від підгинання та припасовування заготовок;

-пристрої повинні забезпечувати вільні температурні подовження заготовок при зварюванні та їх скорочення при наступному охолодженні. У зв'язку з цим притискачі пристрою повинні забезпечувати таке переміщення закріплених заготовок в напрямку, перпендикулярному дії сили притискачів;

-найвища якість зварних швів та продуктивність зварювання забезпечуються в нижньому положенні зварюваних кромок, що досягається за рахунок використання поворотних пристроїв;

Ці особливості необхідно враховувати при розробці складально-зварювальної оснастки.

2.6. БАЗУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ В СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ

2.6.1. Загальні відомості про базування

В процесі складання зварних виробів виникають задачі з'єднання з необхідною точністю двох або більшої кількості деталей. Розміщення деталей, які складаються в пристроях, здійснюється за правилами базування.

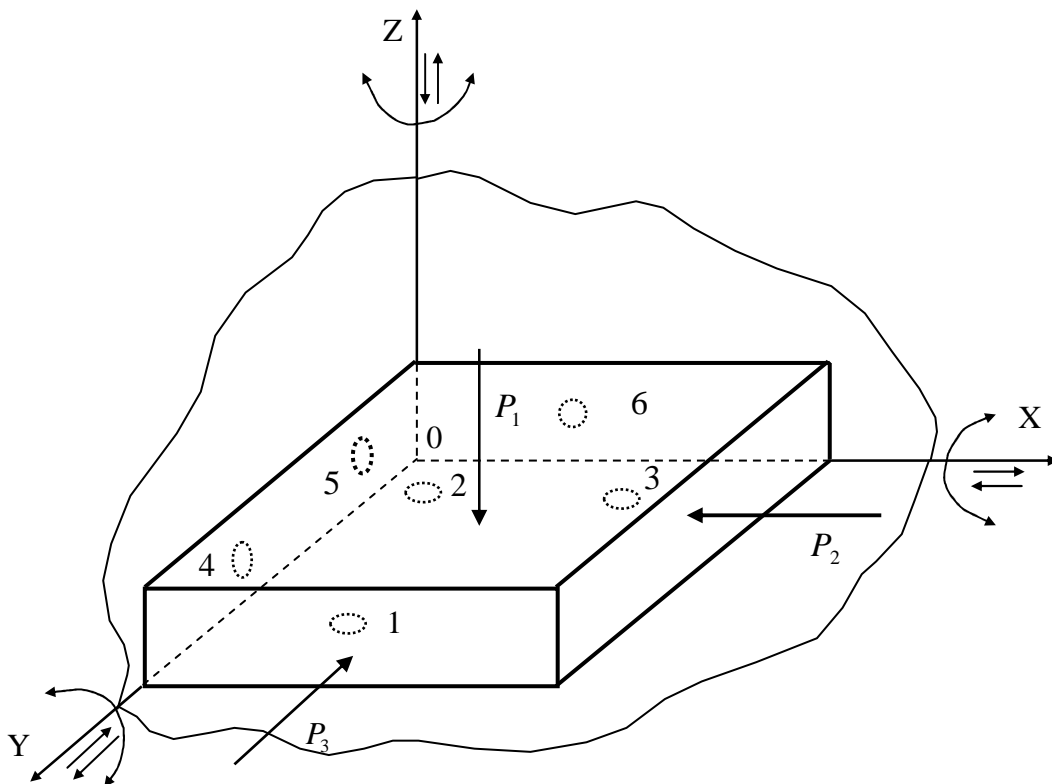


Рис. 2.1. Схема базування та закріплення призматичної деталі

Базування - надання заготовці або виробу необхідного положення відносно вибраної системи координат.

База - поверхня або сукупність поверхонь, вісь, точка, що належать заготовці або виробу і використовується при базуванні

З теоретичної механіки відомо, що кожне вільне тверде тіло має шість ступенів свободи відносно трьох координатних перпендикулярних

осей X, Y, Z . Воно може переміщатися паралельно трьом координатним осям, та обертатися навколо кожної з них (рис.2.1).

Положення такого тіла відносно вибраної системи координат визначається шістьма незалежними величинами, наприклад, шістьма координатами.

Таким чином, положення будь-якого твердого тіла в просторі визначається шістьма ступенями свободи - переміщенням вздовж взаємно перпендикулярних осей (OX, OY, OZ) та обертанням навколо них. Для нерухомого закріплення твердого тіла його необхідно позбавити усіх цих ступенів свободи. Це досягається притисканням тіла до шести опорних точок, розташованих в трьох взаємно перпендикулярних площинах XOY, YOZ, XOZ .

Опорна точка пристрою - ідеальна точка контакту поверхні заготовки та пристрою, яка позбавляє заготовку одного ступеня свободи, роблячи неможливим її переміщення в напрямку, перпендикулярному опорній поверхні.

В площині XOY , яка називається установочною, розташовані три опорні точки (1-3). Вони позбавляють тіло трьох ступенів свободи - переміщення вздовж осі OX та обертання навколо осей OX та OY .

В площині YOZ , яка називається напрямною, розташовані дві опорні точки (4 та 5), які позбавляють тіло ще двох ступенів свободи - переміщення вздовж осі OY та обертання навколо осі OZ .

В площині XOZ , яка називається опорною, розташована одна опорна точка 6, яка позбавляє тіло останнього, шостого ступеню свободи - переміщення вздовж осі OZ .

Таким чином, для забезпечення нерухомості заготовки у вибраній системі координат на неї необхідно накласти шість двосторонніх геометричних в'язів, для створення яких необхідно мати комплект баз (рис. 2.1).

Притискання деталі до усіх шести опорних точок забезпечується трьома силами P_1, P_2, P_3 , що діють по трьом взаємно перпендикулярним напрямкам.

Технологічним базам заготовки або виробу відповідають установочні поверхні пристрою. Тобто, бази бувають установочними, напрямними та опорними. При базуванні здійснюється розміщення деталі в пристрої таким чином, щоб технологічні бази деталі спиралися на установочні поверхні пристрою.

З теоретичної механіки відомо, що найбільшу стійкість і точність можна досягти тоді коли тверде тіло буде спиратися на три точки, розташованих в вершинах трикутника якнайдалше одна від одної.

У зв'язку з цим, за установочну базу (поверхню) деталі приймається поверхня, яка має найбільші габарити (розміри). Три опорні точки на установочній поверхні розташовують так, щоб центр ваги заготовки або вузла знаходився всередині трикутника, вершинами якого є ці точки.

Оскільки зварний виріб складається з декількох деталей, то для установлення кожної деталі необхідно створювати контур з шести опорних точок. При цьому інші деталі виробу, які сполучються з установлюваними, можуть служити опорними базовими точками.

Розрізняють бази технологічні, конструкторські, вимірювальні, основні та допоміжні.

Технологічна база - база, яка використовується для визначення положення заготовки або виробу при виготовленні та ремонті.

Конструкторська база – база, яка використовується для визначення положення деталі або складальної одиниці в виробі.

Вимірювальна база - база, яка використовується для визначення положення заготовки або виробу відносно засобів вимірювання.

Основна база - конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, яка використовується для визначення їх положення в виробі.

Допоміжна база - конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, яка використовується для визначення приєднуваного до них виробу.

Таким чином, при установлюванні заготовок в пристроях вирішуються дві задачі: а) орієнтування деталі за рахунок базування; б) створення нерухомості за рахунок закріплення заготовок.

Створення шести опорних точок при базуванні називають - правилом шести точок.

Схема базування - схема розташування опорних точок на базах заготовки. Усі опорні точки на схемі базування позначають умовними знаками та нумерують, починаючи з бази, на якій розміщується найбільша кількість опорних точок (рис. 2.2).

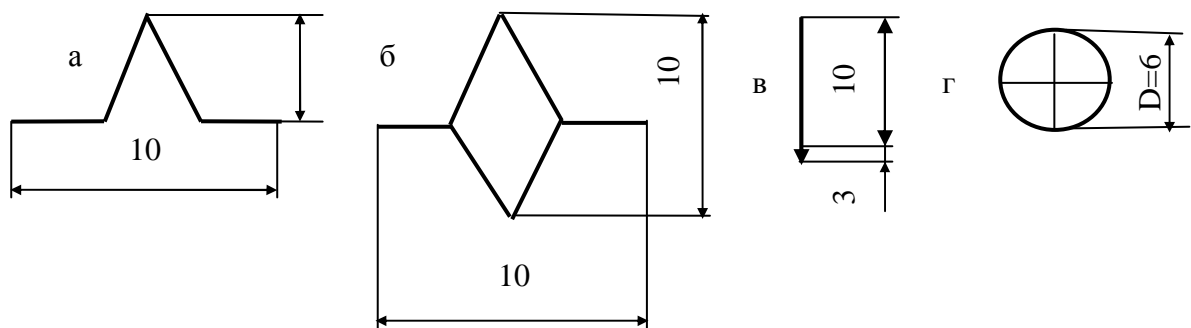


Рис. 2.2. Позначення опорних точок та притискачів на схемах базування: а- опорна точка (вигляд спереду та збоку); б- опорна точка (вигляд зверху); в- притискач (вигляд спереду та збоку); г- притискач (вигляд зверху)

2.6.2. Типові схеми базування та вибір баз

При складанні зварних конструкцій доводиться установлювати в пристрої велику кількість заготовок, забезпечуючи їх фіксацію та закріплення в необхідному положенні. Раніше установлені деталі, які стикаються з установочними поверхнями пристрою, стають базами для монтажу наступних деталей.

Базування деталей в пристроях може здійснюватися:

- а) плоскими поверхнями (по упорах);
- б) внутрішніми циліндричними поверхнями (по пальцях);
- в) зовнішніми циліндричними поверхнями (в призмах);
- в) конічними поверхнями ;
- г) групою установочних баз.

Базування плоскими поверхнями. Базування призматичної заготовки по трьох поверхнях позбавляє її шести ступенів свободи. У зварних конструкціях найширше використовуються призматичні заготовки, в яких технологічними базами є три плоскі поверхні-установочна, напрямна та опорна поверхні (рис.2.3). За основну базу приймається плоска поверхня, яка має найбільші габаритні розміри, забезпечує стійке положення заготовки в пристрої і позбавляє її найбільшої кількості ступенів свободи -3. Для позбавлення заготовки решти ступенів свободи використовуються інші, так звані допоміжні бази. У випадку призматичної заготовки допоміжними базами є напрямна та опорна поверхні. За напрямну базу заготовки вибирається поверхня найбільшої довжини. Напрямна база позбавляє заготовку двох ступенів свободи. Шостого ступеня свободи заготовка буде позбавлена за рахунок упорної (опорної) бази.

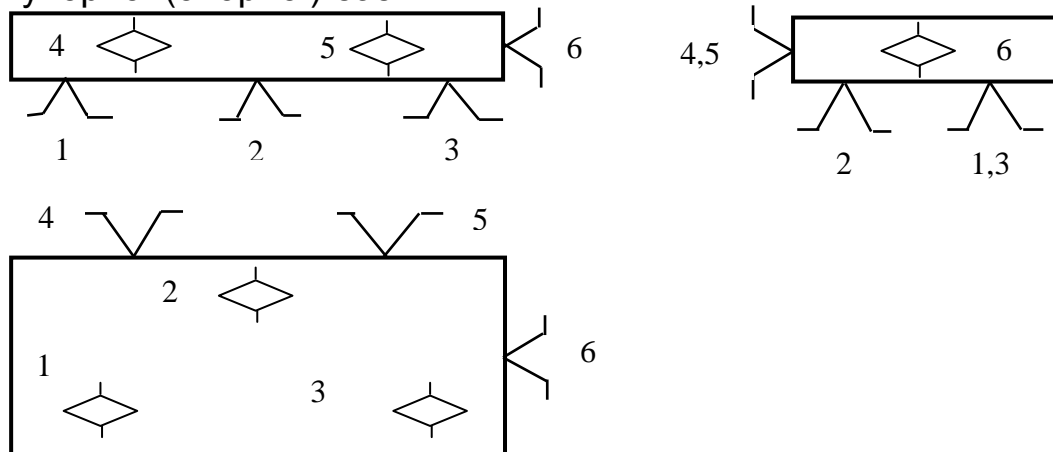


Рис. 2.3. Схема базування призматичної заготовки по плоским поверхням

Часто обмежуються спрощеним базуванням по двом або по одній площині. Чим менше ступенів свободи потрібно зв'язати при базуванні

заготовки, тим простішою буде конструкція пристрою та нижча його вартість. Однак, при спрощеному базуванні знижується точність складання виробу в пристрої.

Базування по циліндричним та конічним поверхням. Фіксування заготовок у вигляді втулки виконується за допомогою пальців. Втулка надягається отвором на циліндричну оправку-палець (рис. 2.4) і позбавляється чотирьох ступенів свободи (залишається обертання та переміщення відносно осі OX). У даному випадку циліндрична поверхня втулки є подвійною напрямною базою (4 опорних точки), торцева поверхня буде опорною базою (п'ята точка), а якщо є шпоночна канавка, то вона може бути допоміжною базою. Циліндрична поверхня втулки буде головною базою (ГБ), тому що вона позбавляє втулку найбільшої кількості ступенів свободи.

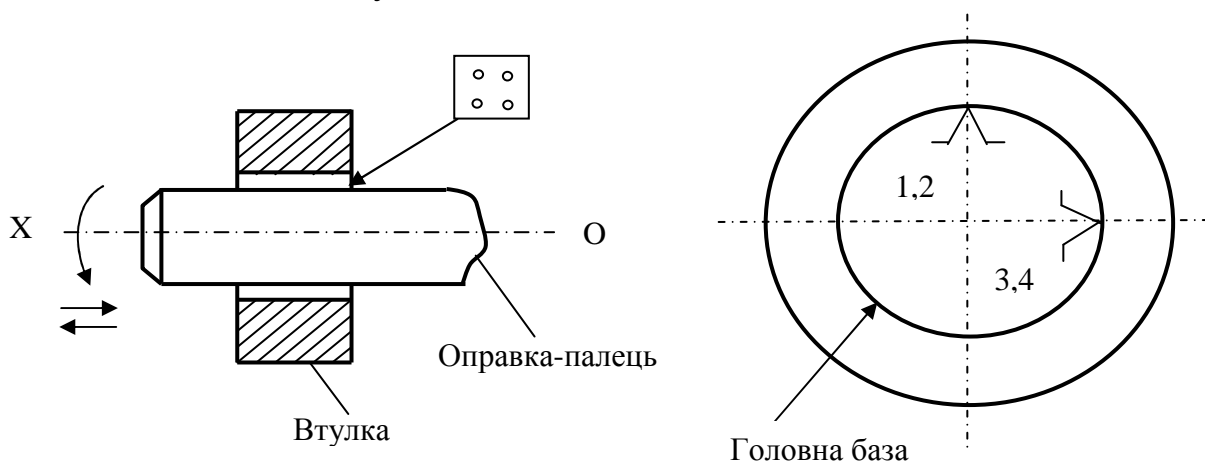


Рис. 2.4. *Схема базування по внутрішнім циліндричним поверхням*

При установленні заготовки по довгій конічній поверхні вона позбавляється п'яти ступенів свободи (рис. 2.5) – переміщення уздовж трьох осей координат та поворотів навколо двох осей системи координат. Залишається тільки один ступінь свободи – повороти навколо власної осі. Умови базування значно змінюються при установленні заготовки по короткій конічній поверхні. Конічна поверхня короткого центрального отвору не в змозі виконувати функції подвійної напрямної бази, що призводить до невизначеності напрямку осі заготовки.

Базування заготовок для зварних валів, що мають зовнішню циліндричну поверхню, здійснюється за рахунок отворів суцільної (рис.2.6,а) та роз'ємної втулок (рис.2.6,б), а також з використанням призми (рис.2.6,в). Зовнішню циліндричну поверхню рекомендується призначати за головну базу для деталей типу обичайок, валів, труб, втулок та ін. При базуванні заготовки зовнішньою циліндричною поверхнею вона позбавляється чотирьох ступенів свободи. У неї ще

залишається два ступеня свободи: переміщення уздовж осі та обертання навколо осі бази. Якщо вал має заплечики та шпоночну канавку, то їх використовують за допоміжні бази, які позбавляють вал осевого переміщення та обертання навколо власної осі (рис.2.7).

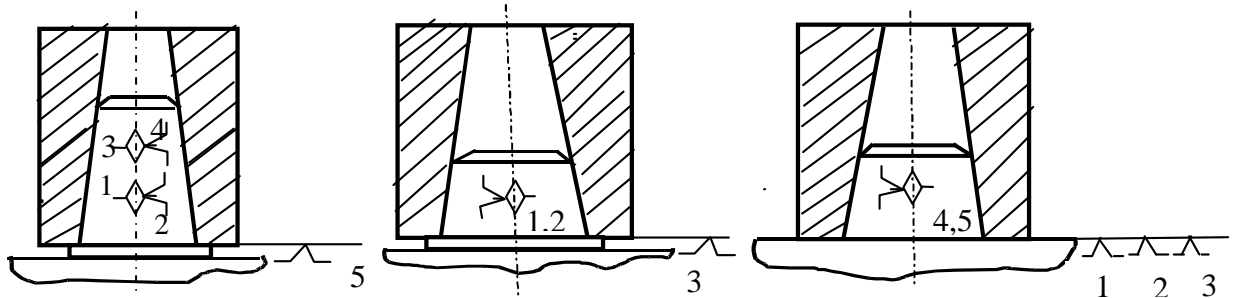


Рис. 2.5. Схема базування по конусним поверхням

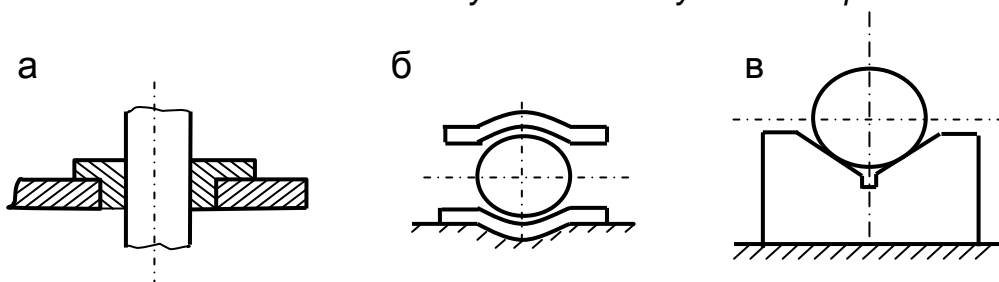


Рис. 2.6. Установлення заготовок зварних валів:
а- в отворі суцільної втулки; б- в отворі роз'ємної втулки; в- в призмі

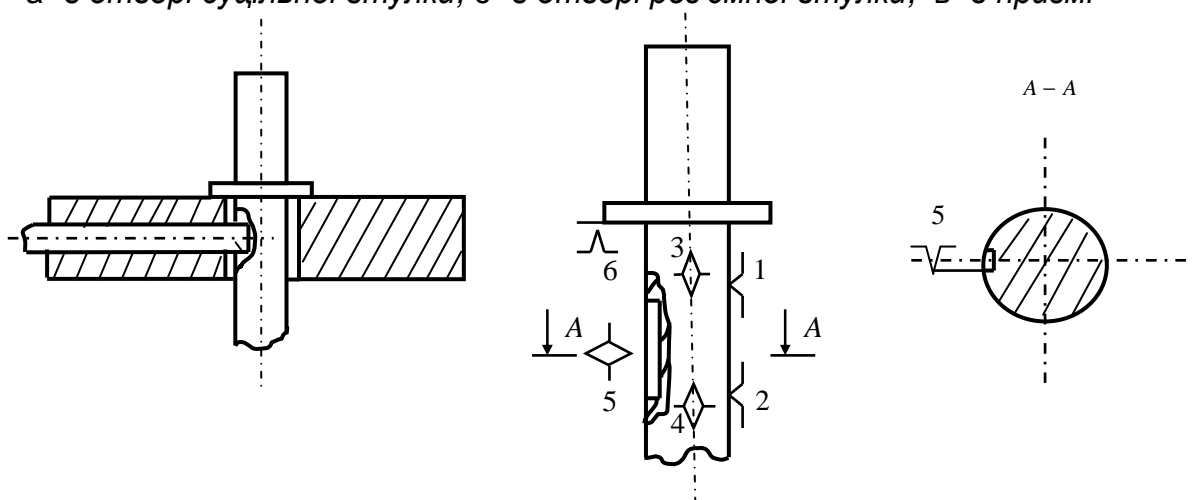


Рис. 2.7. Схема базування вала

Кращі результати, з точки зору точності базування, досягаються з використанням призми. Базування в призмі (рис. 2.6) здійснюється як для оброблених так і необроблених поверхонь циліндричних заготовок необмеженої довжини. При достатньо великій довжині бази на корпусі пристрою може бути встановлено дві стандартні призми таким чином, щоб база розташовувалась в призмах своїми кінцями. Можливі випадки застосування однієї призми з двома призматичними ділянками.

При базуванні заготовок з необробленими базами застосовують призми з вузькими ділянками установочних поверхонь.

Призма позбавляє заготовку чотирьох ступенів свободи і представляє подвійну напрямну установочну базу. П'ятого ступеня свободи заготовка позбавляється за рахунок упора (рис. 2.8).

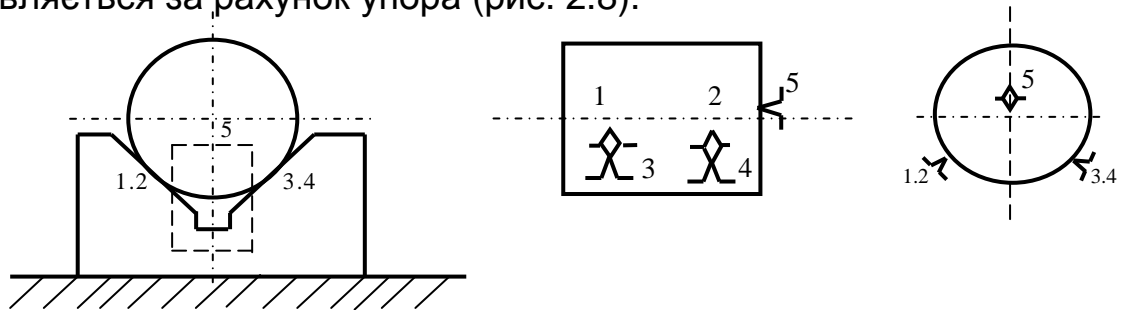


Рис. 2.8. Схема базування циліндричної заготовки в призмі

Заготовки суцільних та порожнинних зварних валів можуть установлюватись в пристроях з використанням установочних конусів або конусних оправок (рис.2.9). В цьому випадку для суцільних заготовок передбачають центрові отвори. Базування заготовки в центрах позбавляє її п'яти ступенів свободи, але зберігає можливість обертання заготовки навколо власної осі, що конче необхідно при зварюванні кільцевих швів. Один з центрових отворів позбавляє заготовку трьох ступенів свободи (переміщення уздовж трьох осей координат), а інший отвір позбавляє заготовку двох ступенів свободи-обертання навколо осей координат (рис.2.10).

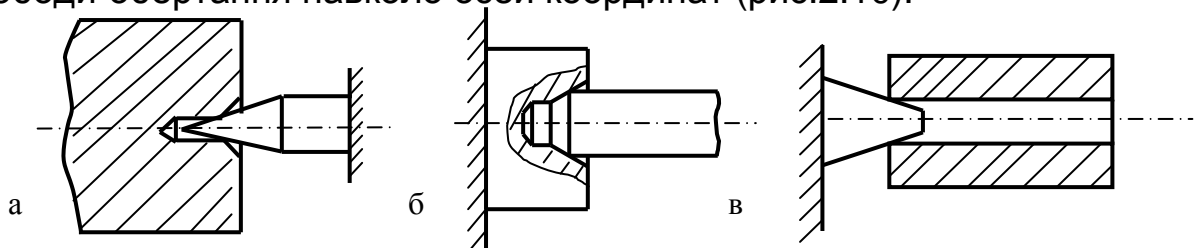


Рис. 2.9. Установлення на конус заготовок: а, б- валів ; в- втулок та труб.

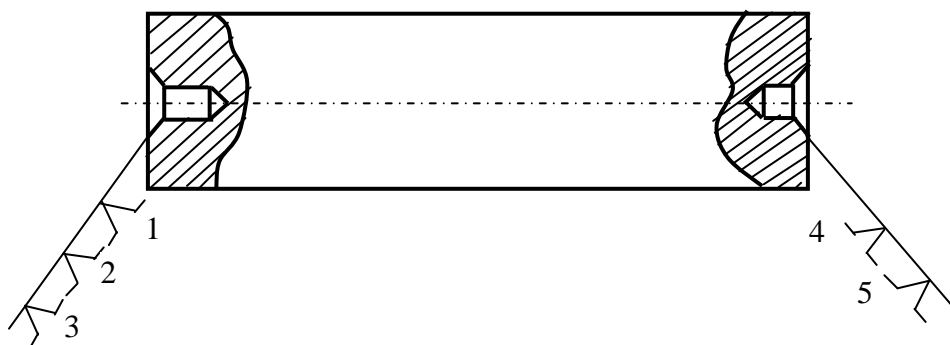


Рис. 2.10. Схема базування вала по центровим отворам

Установлення деталей з використанням групи установочних баз.
 У цьому випадку необхідно, щоб жоден новий установочний елемент не позбавляв деталь тих ступенів свободи, яких вона була позбавлена раніше за допомогою інших установочних елементів.

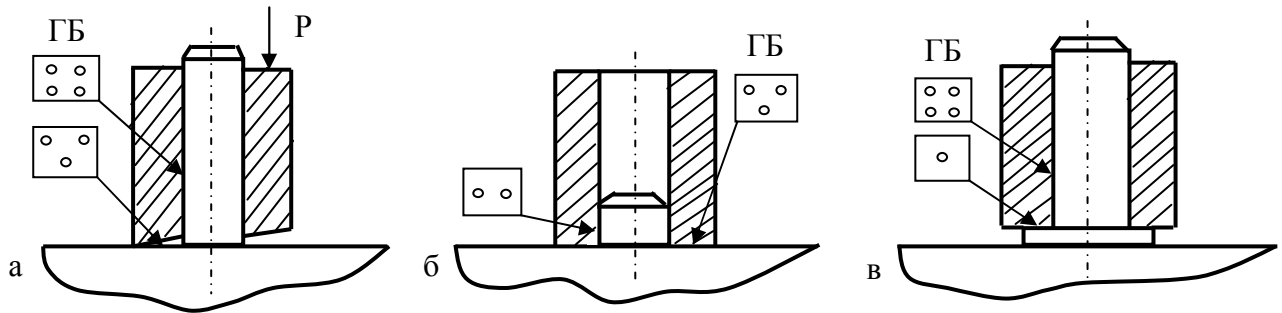


Рис. 2.11. Установлення деталей групою установочних баз

Група баз – це сукупність трьох або двох баз, які використовуються для базування заготовки в пристрої. Значимість баз неоднакова. В усіх випадках є головна база, з якої починається базування заготовки.

При базуванні заготовки групою установочних баз необхідно з групи баз вибрати головну базу (ГБ) та визначити, які ступені свободи залишаться після її установлення. Враховуючи правило шести точок, заготовка повинна мати не більше шести контактних точок. Зайві зв'язки погіршують установлення заготовки, що призводить до статичної невизначеності та виникнення похибки базування.

На рис. 2.11 наведені приклади базування втулки групою установочних баз. Циліндричний отвір втулки (рис.2.11,а та рис.2.11,в) буде головною базою (ГБ), яка позбавляє втулку чотирьох ступенів свободи, або допоміжною базою (рис.2.11,б) у випадку, коли за головну базу прийнято торець втулки. Таким чином, при базуванні по циліндричному пальцю можливі два випадки правильного базування: а) короткий палець, довжина якого $L < 1,5D$, що позбавляє втулку двох ступенів свободи та плоский торець, який позбавляє втулку трьох ступенів свободи (рис.2.11, б); б) довгий палець, довжина якого $L > 1,5D$, що позбавляє втулку чотирьох ступенів свободи та невеликий торець, який позбавляє втулку одного ступеня свободи (рис.2.11,в).

Схема установлення втулки що наведена на рис.2.11,а, характеризується тим, що в ній торець втулки замінює три опорних точки, а циліндричний отвір – чотири. У цьому випадку втулка спирається на сім точок, замість необхідних п'яти, тому що зберігається шостий ступінь свободи – обертання навколо осі отвору. Тому шоста точка опори повинна бути відсутня. Під дією сили закріплення втулка, яка може мати

відхилення від перпендикулярності поверхні торця та осі отвору, установочний палець буде сприймати згинальний момент. Таку схему базування вважають нераціональною.

При базуванні декількох заготовок зварного вузла виникають значні похибки базування, які в окремих випадках унеможливають установлення таких заготовок в пристрої. Наприклад, при складанні опори підшипника (рис.2.12), коли значні відхилення у відстанях між базами заготовок і відповідними опорними елементами утруднюють установлення втулки на циліндричному пальці. У цьому випадку нижня поверхня кронштейна буде головною базою (ГБ). За допоміжну базу приймається отвір втулки, вісь якого паралельна площині головної бази. Втулка установлюється на зрізаний палець, який сприяє збільшенню зазора в напрямку вертикальної осі, що сприяє установленню заготовок вузла в пристрої без приганяльних операцій. Якщо використовується короткий палець, установочна довжина якого $L \leq D$, то втулка позбавляється одного ступеня свободи-переміщення по осі Y. Використання довгого пальця, установочна довжина якого $L > D$, позбавляє втулку двох ступенів свободи-переміщення по осі Y та обертання відносно осі Z. Таким чином, отвір втулки буде допоміжною напрямною базою, вісь якої паралельна площині головної бази (ГБ), а торець втулки буде опорною базою.

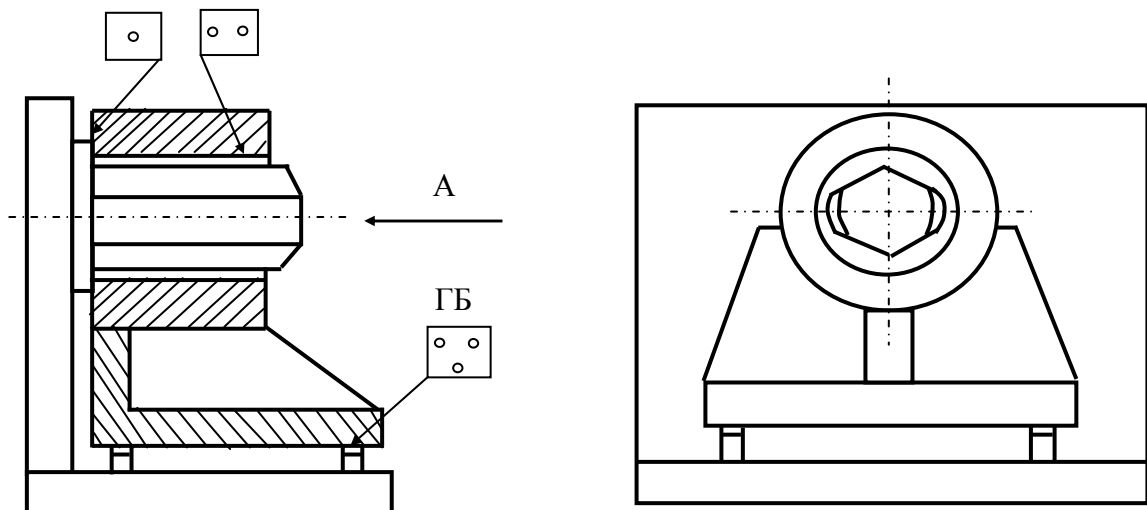


Рис. 2.12. Базування деталей опори підшипника на опорах і пальцях

Установлення заготовки по двом циліндричним отворам. При фіксуванні двома отворами (рис.2.13) деталь одним отвором установлюється на циліндричний палець, а другим на зрізаний палець. Зрізаний (ромбовидний) палець збільшує зазор між ним і заготовкою в напрямку загальної осі двох отворів та унеможливорює повертання

заготовки навколо осі циліндричного пальця.

Збільшений зазор забезпечує компенсацію відхилень розміру між осями отворів заготовки, які завжди більші від зазорів в посадочних місцях між отворами та циліндричними пальцями. Це дозволяє установлювати заготовки з більш широким допуском на міжцентрову відстань отворів. Допуск на лінійні розміри пристрою, наприклад, на відстань між осями пальців, приймається в межах 0,5...0,75 допусків відповідних розмірів в заготовках, які установлюються в пристрої.

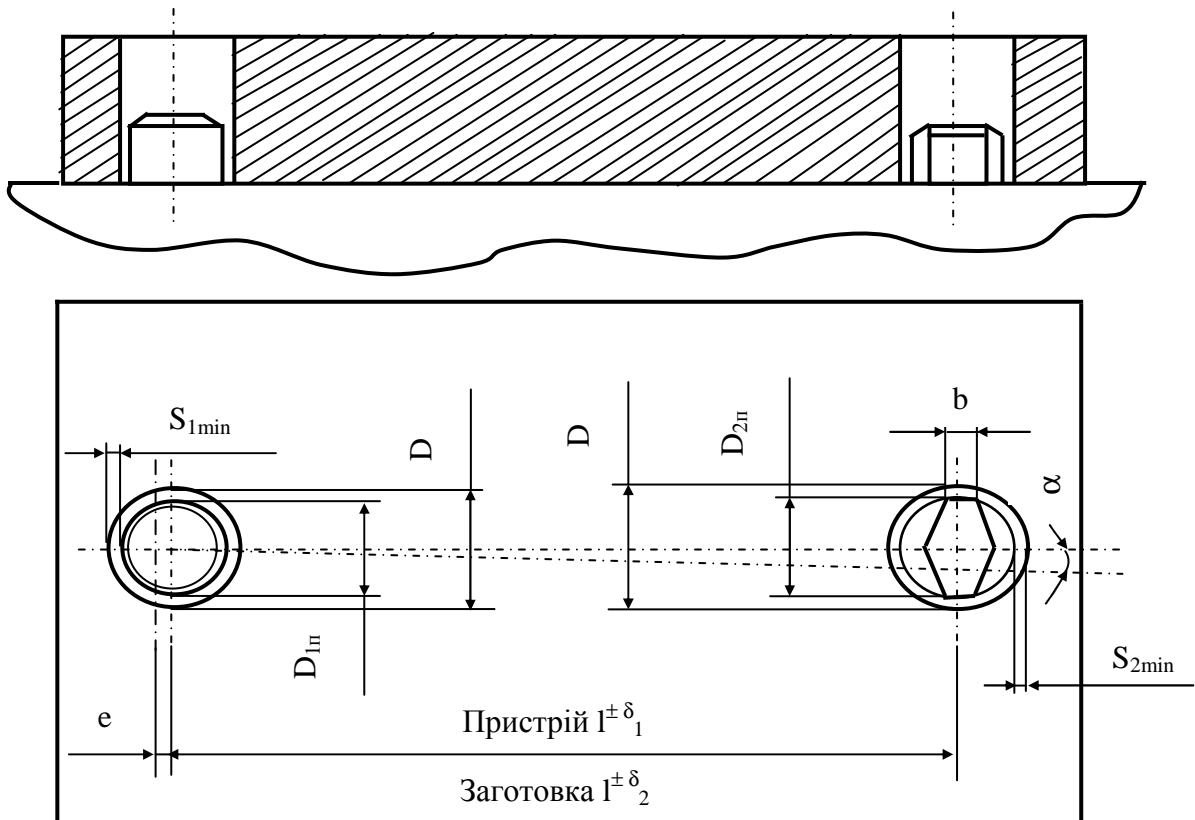


Рис. 2.13. Базування заготовки двома отворами на циліндричний та зрізаний палець

Таким чином, плоска заготовка з двома отворами, що установлюється на площину та короткий циліндричний палець ($D/L > 1$) позбавляється п'яти ступенів свободи. Зрізаний палець позбавляє заготовку шостого ступеня свободи-обертання навколо осі циліндричного пальця (рис.2.14).

Бокове зміщення циліндричного пальця в отворі заготовки приймають рівним половині максимального зазора між циліндричним пальцем та отвором:

$$e = \frac{S_{1\max}}{2} = \frac{a + \Delta + a_n}{2},$$

де $S_{1\max} = 2S_{1\min}$ - максимальний зазор між циліндричним пальцем та отвором;

a - допуск на діаметр отвору (бази) D_1 , мм;

Δ - гарантований зазор, мм;

a_n - допуск на діаметр циліндричного пальця $D_{1п}$, мм;

e - бокове зміщення циліндричного пальця в отворі заготовки, мм.

Кутове зміщення α або перекіс заготовки визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S_{1\max} + S_{2\max}}{2l},$$

де $S_{2\max}$ - максимальний зазор між отвором та циліндричним пояском b зрізаного пальця;

l – відстань між центрами отворів заготовки.

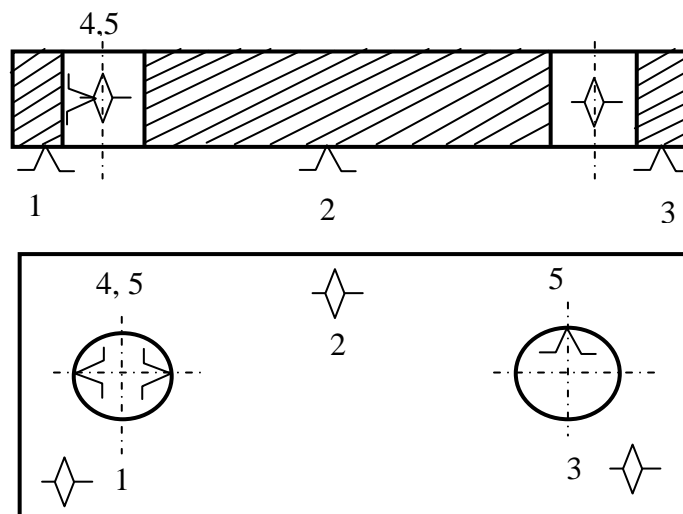


Рис. 2.14. Схема базування заготовки з двома отворами

Вибір баз. Складання в пристрої, як правило, починають з так званого базового елемента, яким може бути заготовка або вузол зварного виробу. Тобто, при складанні якась із числених заготовок виробу установлюється в пристрої першою і слугує установочним елементом для взаємного сполучення наступних заготовок. Тому при розробці технологічної оснастки велике значення має правильний вибір базових поверхонь базової заготовки, від якої буде залежати точність установлення інших заготовок зварного вузла.

За головну базову поверхню вибирають поверхню з найбільшими габаритними розмірами, яка забезпечувала б стійке положення заготовки в пристрої. Таким вимогам відповідає плоска поверхня заготовки достатньої протяжності. Якщо заготовка не має такої поверхні, то вибирають іншу поверхню достатньої протяжності – бокову плоску поверхню, циліндричний отвір або циліндричну зовнішню поверхню. При використанні комплекта баз призначають додаткові бази – напрямні та опорні поверхні. За напрямну базу використовують поверхню заготовки з найбільшою протяжністю.

Опорною базою може бути будь-яка поверхня, навіть незначних розмірів.

На вибір головної бази впливає також точність вихідних розмірів та допустимих відхилень розміщення інших заготовок зварного вузла, що складається в пристрої. В такому випадку за головну базу необхідно призначати базу, від якої задані найбільш точні вихідні розміри. Адже специфіка складання для зварювання полягає в необхідності послідовного орієнтування усіх заготовок вузла та їх суміщення і тимчасового закріплення у відповідності з розмірами, які вказані у складальному кресленні. Тому при виборі базових поверхонь необхідно дотримуватись принципу сумісності та сталості баз.

Щоб з багатьох можливих варіантів призначення технологічних баз можна було б вибрати найбільш раціональну, застосовують принцип сумісності баз.

Принцип сумісності баз - випадок, коли за технологічну базу приймаються поверхні, котрі одночасно є конструкторськими та вимірвальними базами деталі.

Заготовка, що визначає своє положення в складальній одиниці або у виробі за допомогою комплекту основних конструкторських баз, забезпечує відповідне положення поверхонь інших заготовок. В складальному кресленні положення інших заготовок складальної одиниці задається відносно комплекту основних конструкторських баз. Тому, згідно з принципом сумісності баз, за технологічні бази слід призначати комплект основних конструкторських баз. У цьому випадку не будуть з'являтися похибки установлення останньої заготовки складальної одиниці або виробу в цілому.

Але, в залежності від складності зварного виробу, не завжди вдається виконати принцип сумісності баз. Ця обставина пов'язана з тим, що більшість зварних конструкцій складаються та зварюються в різних складально-зварювальних пристроях. Тому для досягнення відповідної точності необхідно прагнути до того, щоб усі установлення при складанні та зварюванні при можливості виконувались на одній і тій же базі. Тобто, необхідно використовувати принцип сталості баз.

Принцип сталості баз - полягає в тому, що при розробці технологічного процесу необхідно прагнути використовувати одну і ту ж технологічну базу, не допускаючи, без особливої необхідності, її заміну.

Установочними базами заготовки можуть бути поверхні, як механічно оброблені (площини, кромки, отвори та ін.), так і необроблені, які не мають задирок, ґрату, хвилястості, жолоблення та невизначеної кривизни. Перевагу віддають механічно обробленим, менш шорстким та чистим поверхням.

2.6.3. Розробка принципальної схеми пристрою

Принципальна схема складально-зварювального пристрою - креслення зварного виробу, на якому у вигляді умовних позначок (табл. 2.1) показані місця, способи фіксування та закріплення усіх заготовок, а також способи та пристрої для установлення, повороту, обертання, підймання і зняття виробів, та інші необхідні функціональні механізми. Тому проектування складально-зварювального пристрою починають з розробки його принципальної схеми, яка оформляється у вигляді простого креслення, що виражає основну ідею пристрою.

Таблиця 2.1. Умовні позначення опор та притискачів по ГОСТ 3.1107 – 81

Найменування	Вигляд спереду	Вигляд зверху	Вигляд знизу
Опора нерухома			
Опора рухома			
Опора плаваюча			
Опора регульована			
Притискач одиничний			
Притискач подвійний			
Центр нерухомий		-	-
Центр обертотий		-	-
Патрон кулачковий		-	-
Оправка розтискна		-	-
Оправка циліндрична		-	-

Деталі та механізми оснастки зображуються умовними позначками. На схемі указуються ті розміри, котрі конструктор повинен дотримувати при проектуванні пристрою з особливою точністю.

- За установочні бази доцільно використовувати мехічно оброблені поверхні або отвори деталей.
- При фіксуванні деталей з прокатних профілів упори необхідно ставити до обушка, а не до полиці.
- Прийнята схема розміщення упорів не повинна викликати защемлення в пристрої складеного та прихваченого або звареного в пристрої виробу.
- Упори не повинні викликати зсув виробу в сторону установочних елементів, а також забезпечувати вільне знімання з пристроєм складеного або звареного виробу.

Установлені в пристрої заготовки та вузли повинні зберігати своє положення в процесі складання, прихвачування та зварювання, тому їх закріплюють з допомогою затискних пристроїв. Схема розташування опор та місця прикладання сил вибираються так, щоб деталі не зміщувались в процесі затиску в пристроях.

- Притискачі розташовують напроти упорів або поблизу них. Напрямок дії сили притиску вибирають таким, щоб не виникало зміщення заготовок в процесі закріплення.
- В одному пристрої повинно бути не більше 2 типів притискачів.
- На схемі пристрою слід указати величину сили притиску.

2.7. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗВАРНИХ ВИРОБІВ У ПРИСТРОЯХ

Усі деталі в складальній одиниці знаходяться у взаємозв'язку одна з одною та створюють систему замкнених розмірів, визначаючи відносне положення деталей, тобто створюють розмірний ланцюг. Зварна конструкція, що представляє собою складальну одиницю з нероз'ємними з'єднаннями, має свої специфічні особливості, які впливають на процес формування та розрахунку розмірного ланцюга. Точність зварної конструкції на два класи нижче точності складових заготовок за рахунок похибок базування, зварювальних деформацій, точності заготовок, жорсткості заготовок, складальних зусиль, зазорів в місцях зварювання, точності складально-зварювальної оснастки та від можливих зазорів між заготовками і фіксаторами.

Для забезпечення заданої точності пристрою, конструктору необхідно проаналізувати усі розмірні ланцюги. Забезпечення точності складання зводиться до отримання заданої точності замикаючої ланки розмірного ланцюга.

Задану точність установлення деталей забезпечують фіксатори (опорні елементи) пристрою, точність розташування яких залежить від

допусків на лінійні розміри виробу, діаметри фіксуєчих пальців, розміри плоских упорів та ін. Точність установлення заготовок в пристрої буде залежати також від щільності прилягання заготовок до поверхонь упорів, тобто від наявного зазору між упором та заготовкою. Для механічно оброблених поверхонь упора і заготовки зазор приймається в межах $0^{+0,2} \dots 0^{+0,5}$ мм, а для необроблених вказаних поверхонь $0^{+0,5} \dots 0^{+2}$ мм.

Допуски на лінійні розміри складально-зварювальних пристроїв вибирають в межах 0,5...0,75 допуску на відповідні розміри в виробках.

Допуск на базові зміщення фіксуєчих пальців приймають рівним половині максимального зазору між пальцем та отвором $S_{\max}/2$.

Зазори в зварних з'єднаннях повинні відповідати вимогам стандартів і технічних умов та розглядатись як самостійні ланки розмірного ланцюга, що виконують роль замикаєчих ланок, або складових ланок в залежності від прийнятої схеми базування. У цьому випадку розмір замикаєчої ланки буде залежати від габариту виробу та від розмірів заготовок.

Точність зварних вузлів, що складаються із заготовок з механічно необробленими кромками знаходиться в межах 16-17 квалітетів. При використанні заготовок з механічно обробленими кромками точність зварної конструкції може бути в межах 14-15 квалітетів.

У деяких випадках в зварних виробках передбачують припуски для наступної механічної обробки. Розмір конструкції після зварювання повинен відрізнитись від розміру обробленої конструкції на подвоєну величину припуску на обробку.

Зварювальні деформації викликають спотворення розмірів і форми зварної конструкції. Тому для підвищення точності зварних вузлів інколи передбачають зварювання з попереднім навантаженням заготовок з метою компенсації залишкових деформацій. Звичайно, що такі пристрої обладнані спеціальними навантажувальними пристосуваннями.

На точність зварних виробів впливає також точність установлення деталей вузла в пристрої.

У випадку установлення заготовок на трьох взаємно перпендикулярних площинах необхідно, щоб у головній площині пристрою заготовки установлювались на 3 опори, а в напрямній площині- на 2 опори. При цьому необхідно пам'ятати, що із збільшенням відстані між опорами в напрямній площині зменшується похибка установлення. Це можна розглянути на прикладі установлення заготовки довжиною L на напрямній площині з відстанню між опорами l_1 та l_2 (рис.2.15), коли $l_1 > l_2$.

При однаковій висоті мікронерівностей Δ на поверхні заготовки, похибка в розмірі ширини заготовки B може бути визначена із відношення сторін утворених трикутників:

$$\frac{\Delta}{\Delta_1} = \frac{l_1}{L}, \quad \text{звідки} \quad \Delta_1 = \frac{\Delta L}{l_1};$$

$$\frac{\Delta}{\Delta_2} = \frac{l_2}{L}, \quad \text{тоді} \quad \Delta_2 = \frac{\Delta L}{l_2},$$

або $\frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \frac{l_2}{l_1}.$

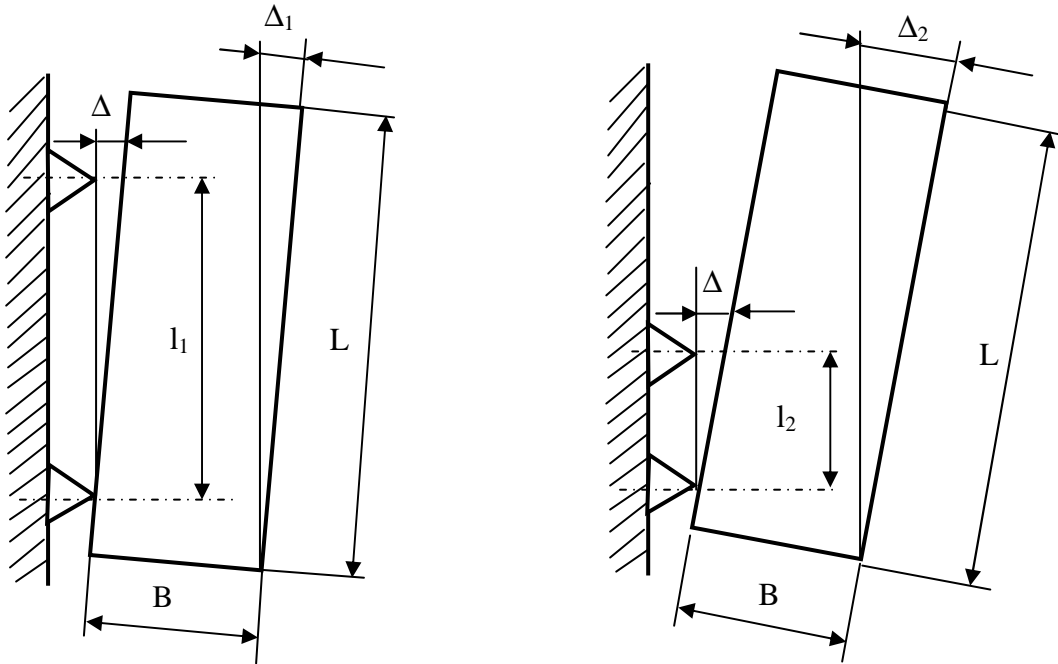


Рис. 2.15. Залежність похибки базування від відстані між опорами

У випадку установлення циліндричних заготовок в призмі похибка базування визначається шляхом геометричних розрахунків (рис. 2.16). При складанні кільцевих стиків двох циліндричних заготовок, діаметри яких мають відхилення від номіналу, виникають похибки установлення Δh , що характеризують зміщення центрів діаметрів. З трикутників OBA та O_1CA знаходимо:

$$OA = \frac{OB}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{D_1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}};$$

$$O_1A = \frac{O_1C}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{D_2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}};$$

$$\Delta h = O_1A - OA = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad \text{або} \quad \Delta h = \frac{\delta}{2 \sin \frac{\alpha}{2}},$$

де δ - допуск на діаметр циліндричної заготовки, або фактичне відхилення розміру діаметрів;
 D_1, D_2 - діаметри циліндричних заготовок;
 α - кут призми ($\alpha=60^\circ, \alpha=90^\circ, \alpha=120^\circ$).

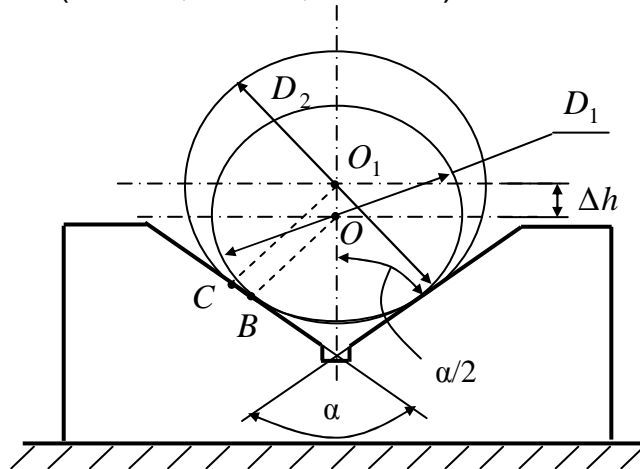


Рис. 2.16. Схема визначення похибки базування циліндричної заготовки в призмі

Похибка установлення Δ_y заготовок, що виникає при складанні вузла в пристрої і визначається за формулою

$$\Delta_y = \Delta_\delta + \Delta_z + \Delta_{np},$$

де Δ_δ - похибка базування;

Δ_z - похибка закріплення, яка виникає в результаті зміщення заготовки під дією затискної сили;

Δ_{np} - похибка положення заготовки, яка виникає в результаті неточності пристрою та від ступеню зношеності його установочних елементів.

Похибка базування - відхилення фактичного положення заготовки від установленого вимогами. Ця похибка виникає при неспівпаданні конструкторської, вимірної та технологічної баз. У випадку співпадання, коли дотримуються принципу сумісності баз $\Delta_\delta = 0$.

Похибка закріплення - обумовлюється пружними контактними деформаціями поверхонь стика заготовки та установочних елементів пристрою, що виникають від дії сили притиску. Як правило, ця похибка залежить від постійності величини сили притиску, мікрогеометрії та фізико-механічних властивостей поверхневого шару технологічних баз заготовок. Для партії виготовлюваних зварних конструкцій похибка закріплення буде практично постійною величиною і може бути врахована при настроюванні пристрою. Тобто, в такому випадку приймають $\Delta_z = 0$. Для зменшення Δ_z необхідно прагнути до постійності величини сил притиску заготовок.

2.8. ВИБІР ДОЦІЛЬНИХ ВАРІАНТІВ РОЗРОБЛЮВАНИХ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Під час проектування складально-зварювальних пристроїв необхідно розглянути декілька варіантів вирішення однієї і тієї ж задачі з метою її оптимізації за функціональними ознаками. Тобто, при проектуванні оснастки здійснюється пошук її оптимального варіанта. Оптимальним рішенням буде таке рішення, коли при незначних витратах отримують найкращі показники технологічної оснастки. До таких показників можна віднести точність виготовлення зварної конструкції, взаємозамінність зварних вузлів, надійність, висока якість зварних з'єднань продуктивність, безпека в експлуатації, технологічність, ремонтоспроможність та ін.

Призначення та основні вимоги до технологічної оснастки наведені в технічному завданні. На основі детального аналізу технічного завдання поділяють всі вимоги на основні, що підлягають безумовному виконанню, та на другорядні, що допускають деякі відхилення в рамках технічного завдання. Тому пошук оптимального вирішення завдання на проектування оснастки передбачає необхідність компромісних рішень, оскільки задовольнити усі вимоги практично вдається дуже рідко.

Велике значення у вирішенні цих задач має графічне зображення схем, креслень деталей, складальних одиниць та пристрою в цілому. Краще декілька разів переробити креслення в пошуках оптимальних характеристик оснастки, ніж в кінці всього процесу розробки доводити її до оптимального стану.

Після відбору конструктивного варіанта вирішується задача компоновки складально-зварювального пристрою. Компоновка пристрою передбачає раціональне взаємне розміщення складальних одиниць та деталей в цих одиницях. У цьому випадку знову розглядають декілька варіантів компоновок. Приймаючи до уваги принципи оптимуму та компромісу, вибирають найліпший доцільний варіант оснастки, яка в повній мірі забезпечила б основні вимоги при найменших витратах на проектування та виготовлення. Такий вибір здійснюється на основі всебічного аналізу різних варіантів компоновок. Тобто, повинно бути декілька варіантів компоновки, тому що нічого вибирати з одного варіанта. Після вибору доцільного варіанта приступають до конструктивної розробки пристрою. При цьому рівень конструкторської розробки можна оцінити ступенем її новизни. Найвищим рівнем є творче конструювання, так зване оригінальне, коли розроблювані конструкції пристроїв ґрунтовані на нових принципах. Але це ще не означає, що конструктор не може піти по шляху удосконалення відомих принципів роботи пристроїв, що досягається новими якісними та кількісними

характеристиками майбутньої розробки.

Для декількох варіантів складально-зварювальної оснастки однакового функціонального призначення вибір доцільного варіанта можна проводити за наступними показниками:

- обмеження номенклатури матеріалів у пристрої;
- застосування менш дефіцитних матеріалів;
- матеріаломісткість оснастки;
- технологічність деталей та вузлів оснастки;
- спадковість у використанні освоєних у виробництві деталей та вузлів технологічної оснастки;
- використання стандартних, та уніфікованих вузлів і деталей;
- вид енергоносіїв для приведення у дію затискних та поворотних механізмів пристрою;
- наявність механізмів попереднього навантаження заготовок для попередження залишкових зварювальних деформацій;
- рівень механізації складально-зварювальних робіт;
- ремонтоспроможність оснастки;
- безпека в експлуатації оснастки;
- простота налагодження оснастки;
- продуктивність складально-зварювальних робіт;
- вартість проектування оснастки;
- собівартість виготовлення оснастки;
- економічна ефективність оснастки у виробництві.

Таким чином, не завжди перше і єдине рішення буде кращим. Найдоцільніше рішення інколи знаходять в результаті пророблення декількох варіантів. Вигідніше декілька варіантів забракувати на папері, аніж один варіант в натурі.

2.9. ПОРЯДОК ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

На основі вивчення та детального аналізу вихідних даних конструктор приступає до проектування пристрою. Проектування пристроїв здебільшого виконується в наступному порядку:

- а) по складальному кресленню виробу визначають базову заготовку та базові поверхні для фіксації і закріплення в пристрої;
- б) визначають розрахункові зусилля, що діють на пристрій в процесі експлуатації;
- в) розробляють принципальну схему пристрою;
- г) розробляють конструктивну схему або ескізу компоновку пристрою

в якій розміри деталей приймаються конструктивно та на основі відповідних розрахунків;

г) оформлення конструкції пристрою у вигляді складальних креслень;

д) визначають економічність пристрою;

е) при задовільних результатах економічних розрахунків розробляють робочі креслення пристрою.

При розробці ескізної компоновки конструюють деталі та механізми пристрою з урахуванням їх технологічності, що дає можливість зменшити трудомісткість та собівартість виготовлення пристрою. В пристрої слід використовувати деталі незначної маси і простої форми, нормалізовані деталі та уніфіковані механізми. Важливим технологічним фактором, що впливає на собівартість пристрою, є точність та чистота обробки деталей. Тому не слід призначати високу точність обробки деталей та завищені вимоги щодо чистоти обробки поверхонь, якщо це не продиктовано обставинами експлуатації пристрою. Одночасно проводять відповідні розрахунки деталей пристрою на міцність та жорсткість.

Креслення складально-зварювального пристрою виконуються в дві стадії: стадія технічного проекту та стадія робочих креслень.

На стадії технічного проекту виготовляються складальні креслення без зайвих подробиць на основі яких можна скласти уявлення про конструкцію пристрою.

На стадії робочих креслень виготовляють креслення усіх функціональних елементів пристрою з зазначенням необхідних даних для їх виготовлення. Робочі креслення виготовляють згідно вимогам ЄСКД.

Порядок виготовлення креслення загального вигляду складально-зварювального пристрою наступний:

1. Кольоровим олівцем креслять контур зварюваного виробу в двох-трьох проекціях, розташованих на значній відстані одна від одної з тією метою щоб розмістились майбутні проекції пристрою.

2. Креслять опори, упори, пальці та інші фіксуючі елементи пристрою таким чином, щоб базові поверхні заготовок виробу стикалися з ними.

3. Креслять механізми притиску заготовок та силові приводи.

4. Креслять допоміжні функціональні вузли та деталі.

5. Креслять корпус, що об'єднує усі функціональні елементи пристрою.

6. Креслять необхідні види, розрізи та перерізи.

7. Узгоджують конструкцію пристрою з засобами механізації.

8. Оформляють остаточно креслення пристрою. На цьому етапі проставляють необхідні розміри, допуски на розміри, складають специфікацію деталей та вказують технічні вимоги до складання пристрою.

9. Узгоджують і затверджують креслення в установленому на підприємстві порядку.

При виготовленні креслень додержуються наступних вимог:

- на загальних виглядах наносять габаритні розміри і показують крайні положення рухомих частин, а також розміри, що визначають точність пристрою та його основні параметри, які необхідні для складання та контролю;
- кількість розмірів на кресленні повинна бути достатньою для виготовлення і контролю деталі;
- для усіх розмірів призначаються граничні відхилення;
- кожний розмір вказується тільки один раз;
- допуски форми та відносного розміщення поверхонь зображуються графічно або вказуються у технічних вимогах (допуски площинності, паралельності, перпендикулярності, співвісності, позиційності та ін.).

Типові технічні вимоги, що вказуються в кресленнях наступні:

1. Невказані граничні відхилення розмірів:

отворів – по H14; валів – по h14; решта – по $\pm \frac{IT14}{2}$.

2. * Розміри для довідок.

3. Зварювання електродом ... по ДСТУ ...

4. Зварні шви по ДСТУ...

5. Зварні шви зачистити.

6. Гострі кромки притупити.

7. Корпус (деталь) підлягає термічному обробленню для зняття залишкових напружень.

8. Термічне оброблення деталей, HRC...

9. Інші технічні вимоги - див. складальне креслення пристрою.

При виготовленні зварних деталей та вузлів оснастки на підприємстві, що є розробником складальних креслень, при наявності заводських технічних умов на виготовлення зварних деталей допускається в кресленнях пристроїв не вказувати окремі вимоги з переліку типових вимог, роблячи посилання: "Технічні вимоги на зварні деталі – див. ТУ №...".

В залежності від складності конструкції пристрою можуть бути сформульовані інші технічні вимоги.

При модернізації складально-зварювальної оснастки виконують її перекомпоновку з заміною одних деталей та вузлів іншими, більш прогресивними, або докорінну переробку оснастки.

Додатково по п.2 дивись [4-8,10,16,32,33,38].

3. ТИПОВІ КОНСТРУКЦІЇ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

3.1. ПЕРЕНОСНІ СКЛАДАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Переносні складальні пристрої використовуються для складання різних виробів в одиничному, дрібносерійному та серійному виробництвах, а також при монтажі зварних конструкцій [4,10,16,31]. До таких пристроїв відносяться гвинтові струбцини, скоби клинові, клинові притискачі, різноманітні стяжки та розпірки, домкрати та ін. (рис.3.1).

Гвинтові струбцини призначені для тимчасового закріплення в певному положенні декількох заготовок при складанні зварних вузлів (рис.3.1,а). Завдяки жорсткій скобі з гвинтовим притискачем вони здатні створювати достатні сили притиску заготовок. Для установаження заготовок під кутом струбцини конструктивно можуть бути оформлені двогвинтовими.

Тимчасове закріплення заготовок здійснюють також за допомогою звичайної клинової скоби (рис.3.1,г). Надійне закріплення заготовок забезпечується умовою самогальмування клинової скоби.

При складанні виробів для зварювання виникає необхідність в установаженні або в усуненні зазорів між кромками заготовок. Зближення кромки здійснюють за рахунок стяжки з кутників, що приварені до двох заготовок, та стяжного гвинта (рис.3.1,б). Після складання стику та постановки зварювальних прихваток кутники збивають або зрізають.

Для притиску полиць до стінки балки використовують стяжні рамки (рис.3.1,г). Така рамка виготовлена з двох кутників, що мають по два отвори в які установажені стрижні з двосторонньою різьбою та гайками.

Іноколи складання заготовок супроводжується виникненням депланації кромки стику. Таке зміщення кромки в площині заготовок усувають завдяки використанню клина зі скобою, що приварена до одної заготовки (рис.3.1,д).

Складання завершується прихвачуванням заготовок та наступним збиванням привареної скоби у вигляді кутника.

Для стягування та вирівнювання кромки виробів, що складаються, використовують гвинтові стяжки які у суднобудуванні зазвичай називають талрепами (рис.3.1,в). Конструктивно вони виготовлені з двох гаків, що мають ліву та праву різьби і з'єднаних між собою муфтою з відповідними різьбами. Талрепи часто застосовують у суднобудуванні та на монтажі різних за призначенням металокопункцій [13,14].

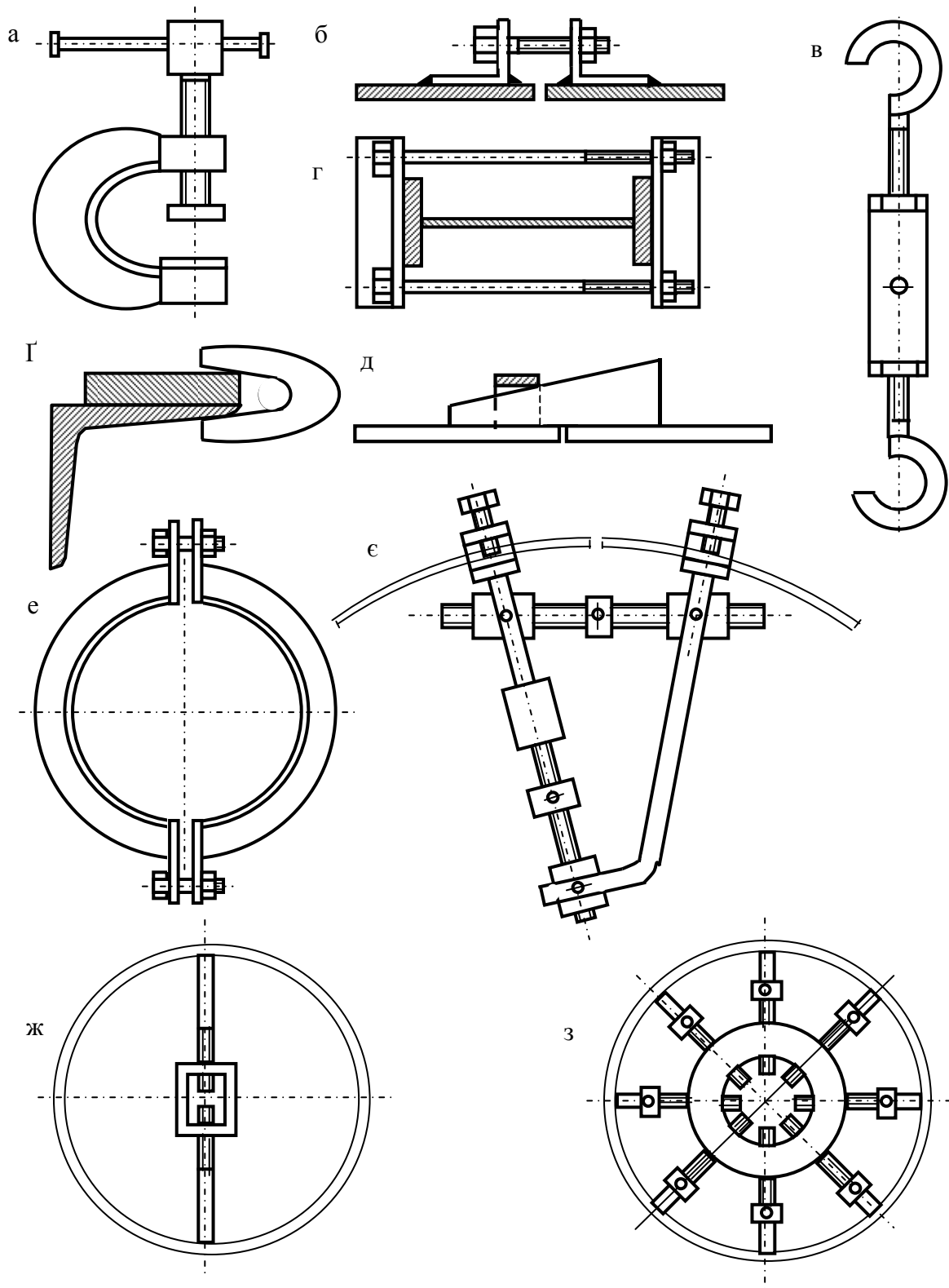


Рис. 3.1. *Переносні складальні пристрої: а-струбцина гвинтова; б-стяжка; в-талреп; г-стяжна рамка; Г-скоба клинова; д-клиновий притискач; е-стяжка кільцева; е-стяжка важільно-гвинтова; ж-розпірка стійкова гвинтова; з-розпірка кільцева гвинтова.*

При складанні поздовжніх стиків обичайок виникає потреба у стягуванні та вирівнюванні кромки. З цією метою застосовують важільно-гвинтові стяжки (рис.3.1,є) конструктивно які включають два шарнірно з'єднаних важеля з гвинтовими струбцинами та вертикального і горизонтального регулювальних гвинтів [16]. Затиснені гвинтовими струбцинами кромки обичайки зближують за допомогою горизонтального гвинта, а їх суміщення відбувається завдяки вертикальному гвинту.

Суміщення поздовжніх кромки обичайок невеликого діаметра можна забезпечити, застосувавши кільцеву стяжку (рис.3.1,е).

Розпірки призначені для вирівнювання кромки кільцевих стиків обичайок при складанні для зварювання, підтискування зварювальних підкладок при зварюванні, а також для виправлення місцевих деформацій у зварених виробках. Розрізняють стоякові (рис.3.1,ж) та кільцеві (рис.3.1,з) гвинтові розпірки [10].

Для вирівнювання кромки обичайок, що складаються може бути використана стійкова розпірка, яка складається з двох гвинтів з лівою та правою різьбами і муфти з відповідними різьбами. Гвинти стоякових розпірок перевіряються на міцність та жорсткість аналогічно розрахунку домкратів та притискачів.

Для підтискування зварювальних підкладок, усунення еліптичності, вм'ятин та інших дефектів у зварених кільцевим швом обичайках, доцільно використовувати кільцеві розпірки з декількома гвинтами, що розташовані радіально у жорсткому кільці [4,10,16]. Такі розпірки також можуть використовуватись для виправлення місцевих деформацій стінок обичайок при їх калібруванні.

У серійному виробництві переносні пристрої самостійно не застосовуються, а використовуються як доповнення до відповідної технологічної оснастки.

3.2. УНІВЕРСАЛЬНІ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Універсально-складальні пристрої (УСП) доцільно застосовувати для складання та зварювання виробів в одиничному та дрібносерійному виробництві, коли немає можливості використати спеціалізовані або спеціальні пристрої [2,18,31,34]. Але в даному випадку це не означає, що в інших типах виробництва подібна оснастка не використовується. Універсальні складально-зварювальні пристрої використовуються також для компонування спеціалізованої та спеціальної оснастки. У цьому випадку технологічна підготовка виробництва передбачає використання

універсального набору стандартних взаємозамінних деталей та вузлів, що придатні для створення різних за призначенням складально-зварювальних пристроїв методом агрегування. При зміні об'єкта виробництва або технологічного процесу пристрої розбирають на складові елементи, які в подальшому використовуються для компоновки інших пристроїв.

Номенклатура елементів УСП поділяється на такі групи [34]: базові, корпусні, установочно-напрямні, притискні, кріпильні, різні деталі та нерозбірні вузли різного призначення.

Базові деталі призначені для створення основи на якій розміщуються функціональні елементи пристрою. Це прямокутні та круглі плити, кутники та базові кільця. Усі базові деталі мають Т-подібні пази для закріплення елементів пристрою за допомогою шпонок та болтів.

Корпусні деталі та складальні одиниці призначені для створення каркаса (корпуса) пристрою. До них належать планки, прокладки, проставки, накладки, опори, призми, кронштейни, кутники, косинці та муфти.

Притискні деталі та складальні одиниці призначені для закріплення в пристрої виробу, що складається. Вони включають прихвати шарнірні, притискачі відкидні, притискачі важільно-ексцентрикові та гвинтові поворотні.

Кріпильні деталі призначені для з'єднання між собою усіх конструктивних елементів пристрою та для закріплення деталей, що складаються. Це болти пазові, болти для закріплення клинових планок, гвинти натискні та гайки з рухомими рукоятками.

Установочно-напрямні деталі та складальні одиниці призначені для установлення та фіксації корпусних елементів, фіксаторів, рухомих елементів пристрою або заготовок виробу, що складається. Ця група включає валики, труби, державки, планки затискні, клинові та установочні блоки з відкидними планками та ін.

Різні деталі для точного установлення та закріплення елементів пристрою: наконечники, хомути, сухарі, осі, розрізні втулки, кільця та ін.

Нерозбірні вузли різного призначення включають гідроциліндри, пневмоциліндри, центрові бабки, рухомі призми, самоцентруючі патрони та ін.

Порівняльна технічна характеристика елементів УСП з пазами 8, 12 та 16 мм наведена в таблиці 3.1.

На рис. 3.2 наведено приклад компоновки пристрою для складання балки з використанням елементів комплекта УСП [16,31,35]. Установочними елементами складального пристрою є плита 1 з

Т-подібними пазами та кутова опора 3 до яких примикають технологічні

бази заготовок виробу 6. Притиск заготовок балки здійснюється вертикальним 4 та горизонтальним 6 гвинтовими притискачами, розміщеними відповідно на поворотній 2 та постійній 7 опорах. Усі конструктивні елементи пристрою закріплені до плити з т-подібними пазами за допомогою пазових болтів з прямокутною головкою.

Таблиця 3.1. Технічна характеристика комплектів УСП [34]

Параметри	Ширина паза, мм		
	8	12	16
Габарити виробу, мм: - мінімальні - максимальні	50×50×50 300×300×800	120×120×120 2000×2000×500	500×500×1000 5000×2000×1500
Маса зварного виробу, кг	До 10	До 500	До 2500
Точність складання для зварювання, мм	0,1-0,3	0,1-0,5	0,3-1,0

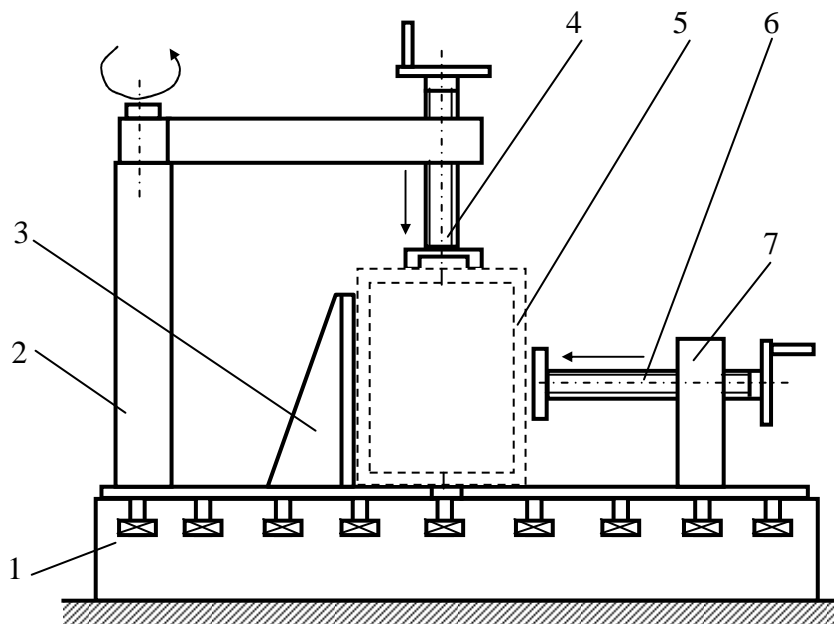


Рис.3. 2. Схема компоновки пристрою з комплектів УСП: 1-плита; 2-опора поворотна; 3- упор; 4-вертикальний гвинтовий притискач; 5- виріб; 6-горизонтальний гвинтовий притискач; 7-опора нерухома.

3.3. ОПОРНІ ПРИСТРОЇ ДЛЯ УСТАНОВЛЕННЯ ВИРОБІВ

До пристроїв, що призначені для установлення виробів при виконанні різних технологічних операцій належать стелажі та плити.

Стелажі призначені для установлення середніх та крупногабаритних виробів при складанні, зварюванні, обробленні, виправленні та

контролі [2,16,31,35]. В залежності від ваги виробів розрізняють стаціонарні та пересувні стелажі.

Стаціонарні стелажі виготовляють з двотаврових прокатних балок №55-60, встановлених полицями на бетонні фундаменти на відстані 1 м один від одного. Верхні полиці опорних балок повинні знаходитись в одній горизонтальній площині.

Пересувні стелажі (рис.3.3) складаються з козликів, встановлених у напрямні 5, виготовлених з швелерів №18-24 та заанкерованих в бетонні фундаменти. Козлики заввишки 650-750 мм та завдовжки 2500-4500 мм складаються з опертих на три опори нерозрізних жорстких балок 1, виготовлених з прокатного двотаврового профілю №36-55. До верхніх полиць балок 1 приварені квадратні сталеві штаби 2 завтовшки 8-10 мм. Вони зменшують сили тертя при технологічних пересуваннях заготовок виробу 3 при складанні. З часом такі листи підлягають заміні в результаті псування їх поверхонь. Робочі поверхні стелажів установлюють в одній горизонтальній площині, а поверхні усіх знімних упорів 4- в одній вертикальній площині. Робоча поверхня стелажів повинна бути горизонтальною з допуском ± 5 мм, а висота стелажів повинна бути витримана з точністю ± 1 мм. Верхня полиця балки 1 має отвори, що розташовані у шаховому порядку ліворуч та праворуч від штаби 2. Отвори використовуються для закріплення знімних упорів та притискачів.

Складальні плити забезпечують значно вищу точність геометричної форми та розмірів зварних конструкцій [2,16,34] . Для складально-зварювальних робіт застосовують плити з Т-подібними пазами в одному або в двох взаємно перпендикулярних напрямках (рис. 3.4). В цих пазах закріплюються упори, фіксатори та притискачі. Зазвичай, плити установлюються на опорній рамі або безпосередньо на підлозі цеху. Для складання крупногабаритних виробів з'єднують декілька плит, утворюючи базову основу необхідної форми та розмірів. Плити між собою з'єднують за допомогою спеціальних болтів. Робочі поверхні зібраних плит повинні знаходитись в одній горизонтальній площині, що забезпечується шпонками та штифтами.

Плити з пазами 8, 12 та 16 мм для складально-зварювальних пристроїв виготовляються підприємствами наступних розмірів В×L×Н: 480×720×120 мм, 720×1200×120 мм, 1200×1200×120 мм. Відстань між сусідніми пазами (крок) для плит з шириною паза $b = 16$ мм становить $t = 120$ мм, а для усіх інших 60 мм. Плити виготовляють литвом з чавуну або ливарної сталі 25Л. Стандартні плити не підлягають розрахунку на міцність.

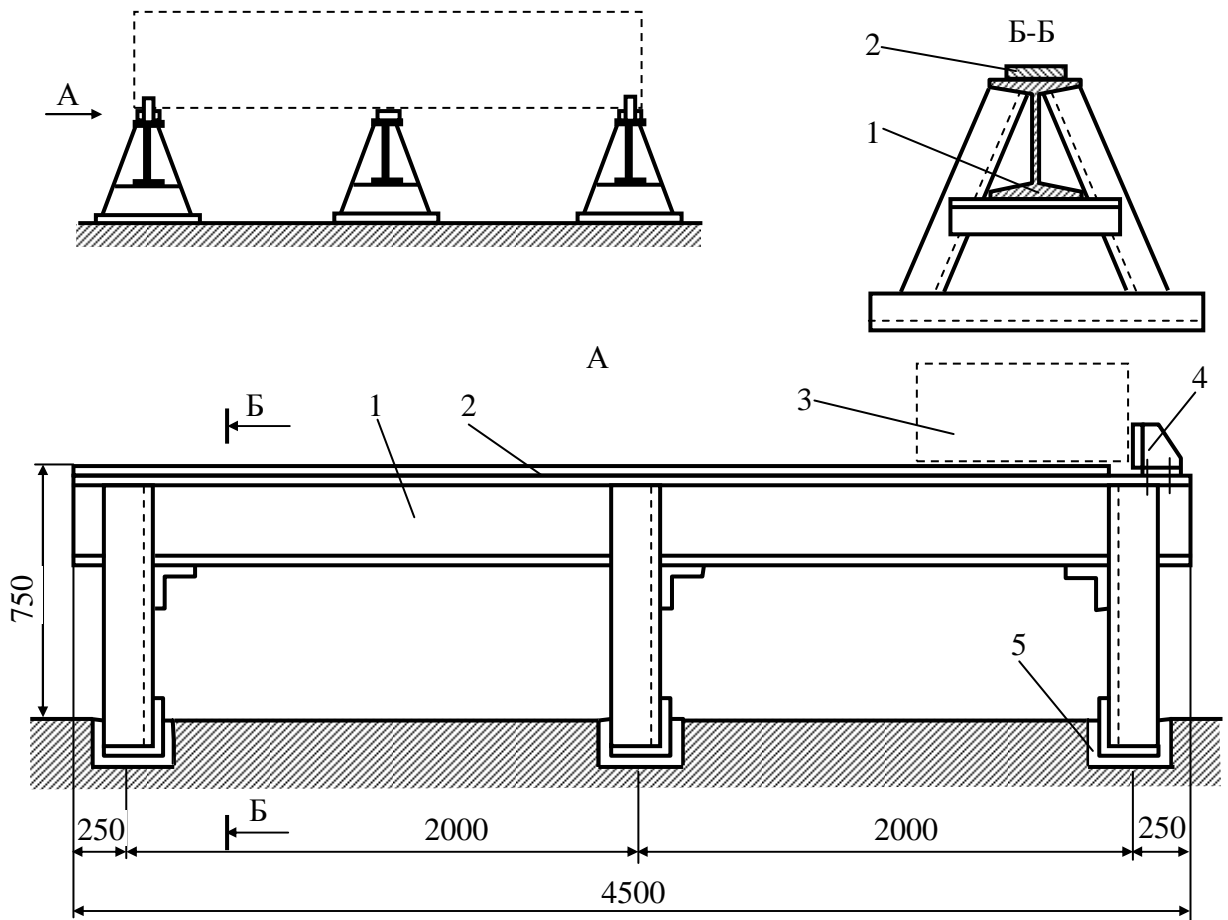


Рис.3.3. Пересувний стелаж: 1-опорна балка; 2-штаба; 3-виріб; 4-упор; 5-напрямна.

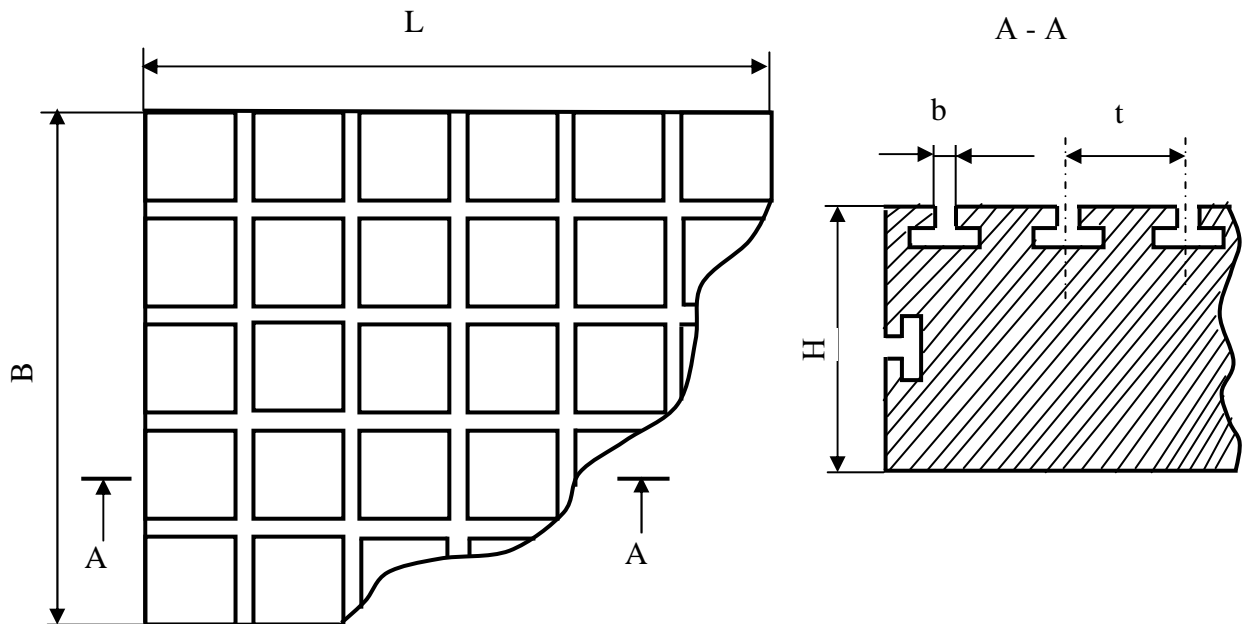


Рис. 3.4. Плита складальна з т-подібними пазами

3.4. ЕЛЕКТРОМАГНІТНІ СТЕНДИ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ТА ЗВАРЮВАННЯ ЛИСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Електромагнітні стенди застосовуються для виготовлення зварних листових полотнищ у суднобудуванні, вагонобудуванні та у резервуаробудуванні. Суттєвою перевагою таких стендів є те, що складені для зварювання в полотнище листи відкриті зверху та доступні для будь-якого зварювального апарата. При цьому лінії зварних швів не перетинаються з притискачами [2, 16].

Електромагнітний стенд (рис.3.5) складається з рами 1 усередині якої розміщено жолоб 6 для флюсу та приводний пневмоциліндр 10 зі штоком 7 для піднімання та опускання жолоба. Вздовж жолоба розміщені електромагніти які складаються із котушок 3, осердь 4 та корпусів 5. Електромагніти притягують і щільно притискають кромки листів до осердь та сприймають реакцію від тиску флюсової подушки. Рама 1 обладнана також стояками з роликми для поздовжнього 8 та поперечного 2 переміщення листів при складанні для зварювання. Стояки з роликми піднімають в робоче положення за допомогою пневмошлангів 9.

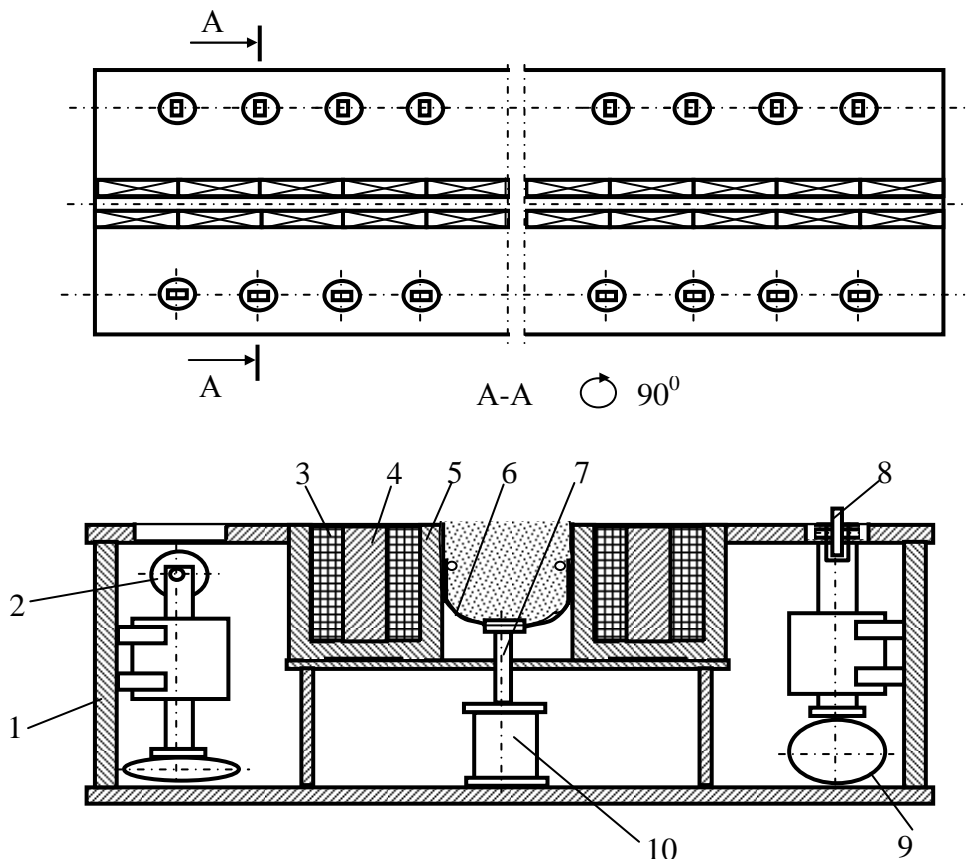


Рис.3.5. Схема електромагнітного стенда: 1-рама; 2, 8-ролики; 3-катушка; 4-осердя; 5-корпус; 6-жолоб; 7- шток; 9-пневмошланг; 10- пневмоциліндр

На електромагнітному стенді виконуються наступні операції: складання листів для зварювання за допомогою електромагнітів; підтискування флюсової подушки знизу до кромки складеного стику; автоматичне зварювання усіх швів.

Недоліками електромагнітних стендів є: великі витрати електроенергії; обмежений розмір листів, що зварюються; залежність сили притиску листів до стенду від їх товщини, величини зазору між листом та електромагнітом та від сили тиску флюсової подушки. Чим більше зазор і менше товщина листа, тим менше сила притягання. При зварюванні тонких листів збільшення сили притягання досягається завдяки укладанню на них додаткових феромагнітних пластин.

ІЕЗ ім. Є.О.Патона розробив та впровадив у виробництві наступні типорозміри електромагнітних стендів: Р-624; Р-625; Р-752. На стендах Р-624 та Р-625 можна зварювати полотнища із 6-8 листів завтовшки 3-8 мм. За допомогою стенда Р-752 зварюють полотнища які включають до 10 листів завтовшки від 3 до 20 мм.

3.5. МЕХАНІЧНІ СТЕНДИ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ТА ЗВАРЮВАННЯ ЛИСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

У порівнянні з електромагнітними механічні стенди мають переваги в тому, що вони більш надійні в експлуатації завдяки незалежності сил притиску від товщини заготовок і щільності їх прилягання до базових поверхонь та від тиску флюсової подушки. Складені для зварювання листи притискаються з двох сторін: зверху притискачами, а знизу опорною базою стенда. У таких стендах листи притискаються до базових поверхонь клавішними важелями, які можуть приводитись в дію від пневматичних або гідравлічних циліндрів, діафрагмових камер та пневмошлангів [2]. Одна з розповсюджених схем механічного стенда для складання та зварювання листових конструкцій наведена на рис.3.6.

У стендах для складання і зварювання листів у полотнища (рис. 3.6) основними несучими конструкціями є нижня опорна балка 1 та дві верхні опорні балки 5 до яких прикріплені клавішні притискачі 8, що приводяться в дію за допомогою пневмошланга 7. У вихідне положення клавішні притискачі 7 повертаються за допомогою зворотної пружини 4. Рівномірно розподілене навантаження клавішних притискачів притискає зварювані кромки листів до мідної або флюсомідної підкладки 2, закріпленої на нижній опорній балці. Замість підкладок можуть застосовуватись флюсові подушки. При цьому створюваний флюсовими подушками тиск сприймається верхніми клавішними притискачами. Для

переміщення зварювального апарата до верхньої опорної балки 5 прилаштована напрямна 6. Оскільки верхня балка одночасно виконує функції опори для клавішних притискачів та несучої конструкції для рейкового шляху зварювального автомата, то вона повинна мати достатню жорсткість, аби її пружна деформація не перевищувала допустимих значень точності положення електрода відносно лінії зварного шва.

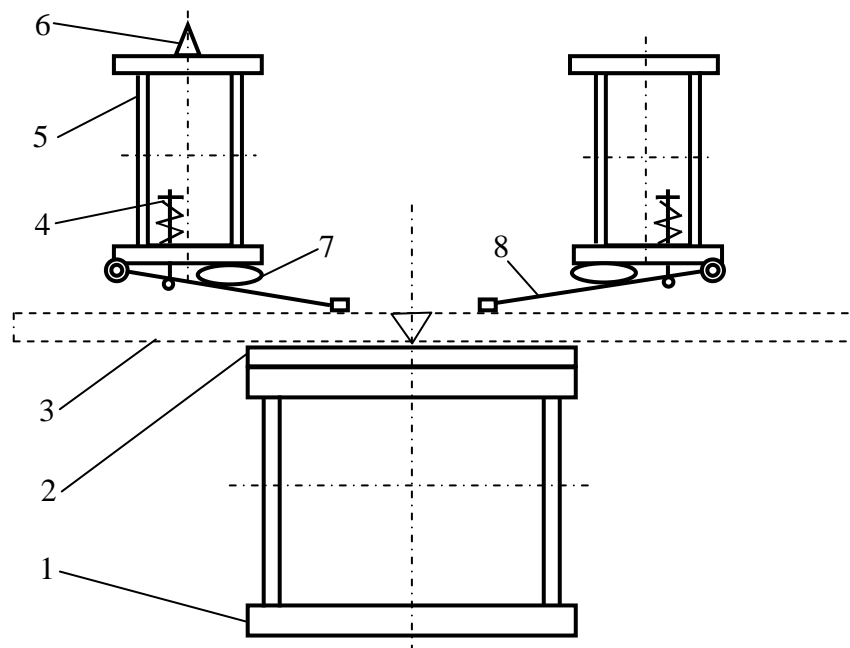


Рис. 3.6. Схема стенда для складання та зварювання полотнищ: 1-нижня опорна балка; 2-підкладка; 3-зварне полотнище; 4-зворотна пружина; 5-верхня опорна балка; 6-напрямна для зварювального апарата; 7- пневмошланг; 8-притискач клавішний.

3.6. ПРИСТРОЇ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ТА ЗВАРЮВАННЯ ОБИЧАЙОК

На рис 3.7 показано схему стенда для складання та зварювання поздовжніх швів обичайок [2,16]. На рамі 1 установлені два стояки 2 з кронштейнами 3 та верхніми опорними балками 5 до яких прилаштовані клавішні притискачі 6.

Нижня опорна балка 4 за допомогою шкворнів 9 прикріплена до кронштейнів 3.

Перед зварюванням один із шкворнів 9 виймають, що дає можливість повернути нижню опорну балку 4 для установлення обичайки 8 поздовжніми кромками на металеву підкладку 7, після чого балку з обичайкою повертають під верхні опорні балки 5 і закріплюють шворнем 9.

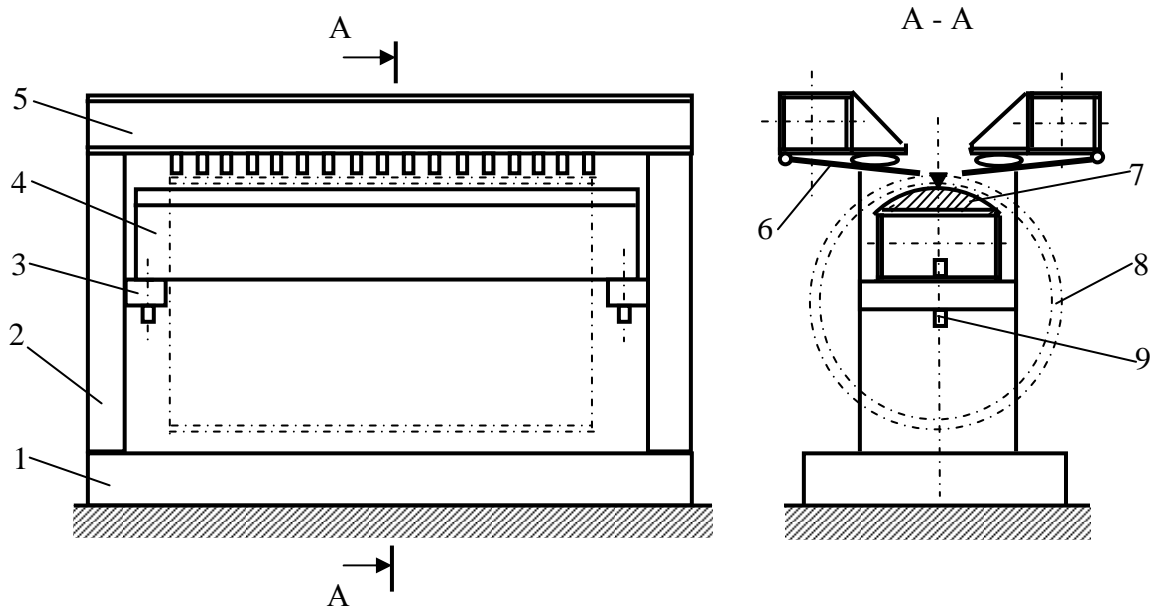


Рис. 3.7. *Схема станда для складання та зварювання поздовжніх швів обичайок: 1 - рама; 2 - стояк; 3 - кронштейн; 4 - нижня опорна балка; 5 - верхня опорна балка; 6 - клавішний притискач з пневмошланговим приводом; 7 - металева підкладка; 8 - обичайка; 9 - шворінь;*

Рівномірно розподілене навантаження від клавішних притискачів 6 забезпечує притиск зварюваних кромek обичайки 8 до металевої підкладки 7. Силним приводом клавішних притискачів є пневмошланги в яких створюється тиск від заводської мережі стисненого повітря. Несучими конструкціями в наведеному станді також є нижня та верхні опорні балки.

При складанні кільцевих стиків тонкостінних обичайок виникає необхідність в усуненні депланації кромek та забезпечення співвісності заготовок, а під час зварювання кільцевих швів повинно бути надійне підтискування зварювальної підкладки до кромek. У складально-зварювальній оснастці для складання циліндричних обичайок та підтискування зварювальних підкладок часто застосовують розтискні кільця (рис.3.8). Такі пристрої забезпечують необхідну точність зварних обичайок [25]. Розтискне кільце складається з чотирьох криволінійних секторів 5, з'єднаних між собою за допомогою планок 4. Планки 4, які мають овальні отвори, закріплені до секторів 5 за допомогою гвинтів 3. Овальні отвори в планках забезпечують взаємну рухомість секторів 5 при розтисканні та стисканні кільця. Розтискання кільця здійснюється переміщенням конуса 6 в загальному для двох сусідніх секторів 5 конусному отворі. Осьова сила, що забезпечує переміщення конуса 6, створюється гвинтом 1, спряженого з гайкою 2, яка приварена до

з'єднувальної планки 4. Для полегшення зворотного ходу секторів 5 при стисканні кільця в пристрої установлені пружини 7.

Такі пристрої можуть забезпечувати зварювання кільцевих швів з попереднім навантаженням. Оскільки криволінійні сектори кільця навантажуються значними радіально розподіленими силами, то вони повинні розраховуватись на міцність та стійкість.

Пристрій для складання обичайок по кільцевим стикам (рис.3.9) застосовують при складанні тонкостінних та товстостінних обичайок великого діаметра [16,17,31]. При складанні двох обичайок 14, що розташовані на роликоопорах 13 необхідно вирівняти кромки, надати необхідний зазор та закріпити прихватками. Складання виконується за допомогою скоби 7, розташованої на візку 11, що пересувається по рейкам 12. Скобу виставляють так щоб упор 6 гідроциліндра 3 розмістився посередині стику. Гідроциліндром 4 притискають одну обичайку до упора 5. Після цього торцевий гідроциліндр 8 посуває другу обичайку до першої та установлює необхідний зазор в стику, а гідроциліндр 3 вирівнює кромки обичайки для постановки прихватки.

Повертання на деякий кут скріплених прихваткою обичайок для постановки інших прихваток потребує відведення гідроциліндрів 3 і 4 та упорів 5 і 6. Упори відводяться шляхом невеликого повороту скоби 7 навколо осі 9 завдяки переміщенню штока 2 гідроциліндра 3.

Перш за все, шток 2 рухається донизу при нерухомому циліндрі, але зустрівши регульовану опору 1, піднімає циліндр та повертає скобу 7. Подальше складання стику здійснюється рухами гідроциліндра 3 та поворотами роликового стенда 13. Гідроциліндри 4 та 5 викорисовуються за необхідністю для усунення зазора в стику. Після завешення складання стику скоба 7 відводиться, а на її місце установлюються наступні обичайки і операція складання повторюється у тій же послідовності. Для складання обичайок інших діаметрів скобу 7 регулюють гвинтом 10.

Такі пристрої використовуються для складання посудин діаметром від 500 мм до 5000 мм зі стінкою завтовшки, відповідно до 16 мм та до 50 мм.

Забезпечення співвісності та суміщення торцевих кромок обичайок і труб при складанні для зварювання кільцевих швів застосовують зовнішні та внутрішні центратори [16,17,31].

Зовнішній центратор (рис.3.10) складається з декількох зовнішніх 1 та внутрішніх 2 ланок, що шарнірно з'єднані між собою і тим самим з накидними гачками 4 утворюють замкнений ланцюг. На внутрішніх ланках закріплені ролики 3, завдяки яким ланцюг спирається на труби 7.

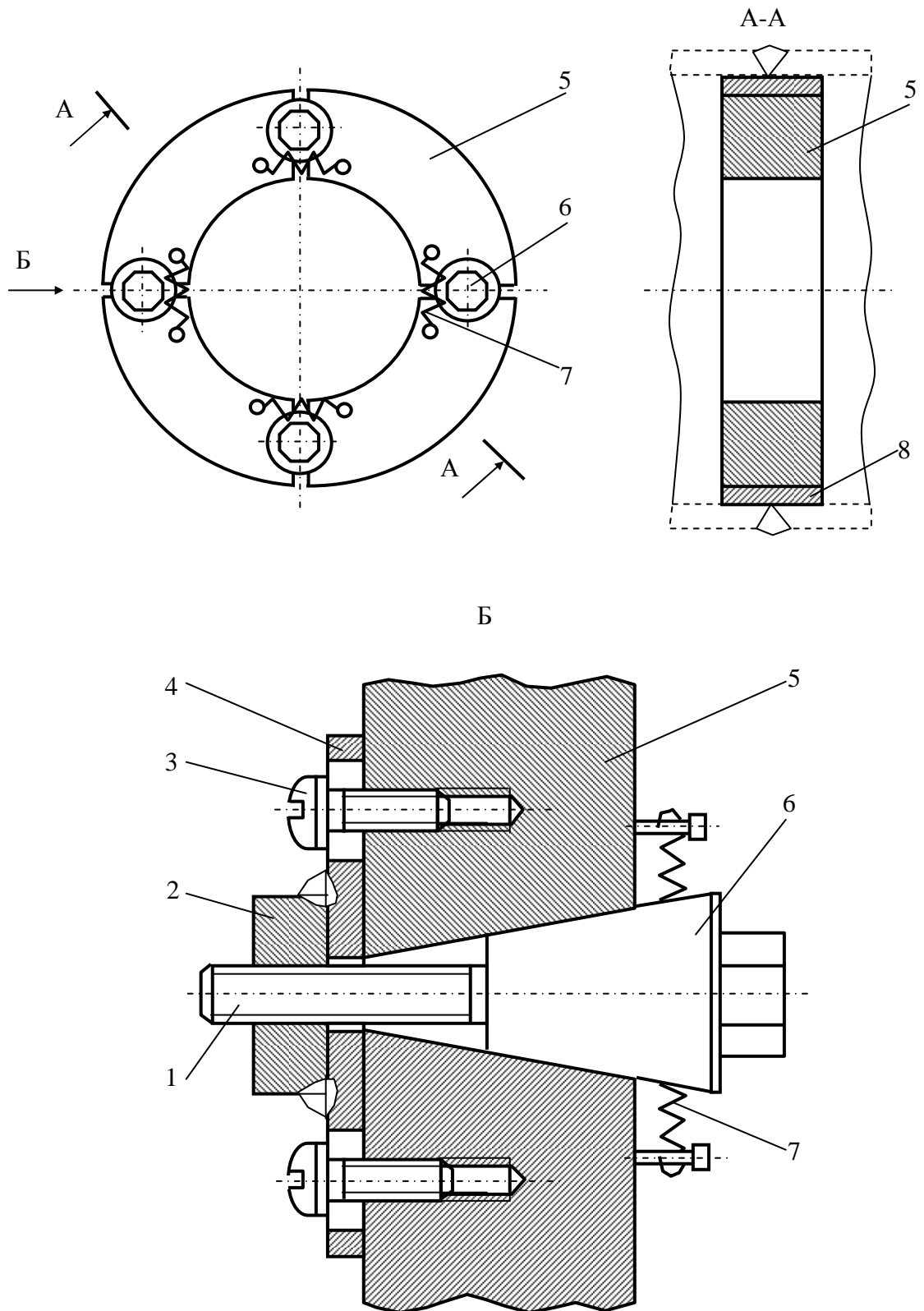


Рис.3.8. Схема розтискного кільця:1-гвинт силовий; 2-гайка;
 3-кріпильний гвинт планки; 4-планка з'єднувальна; 5-сектор кільця;
 6-конус розпирний; 7-пружина натяжна; 8-підкладка знімна.

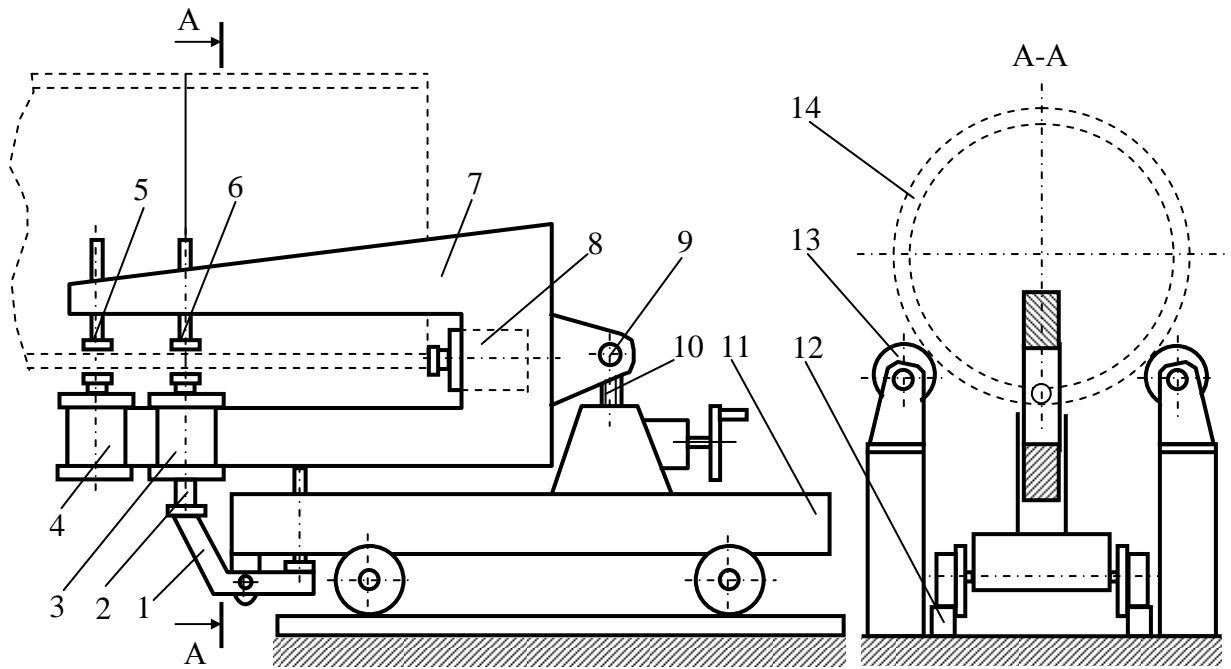


Рис.3.9. Пристрій для складання обичайок по кільцевим стикам: 1-опора регульована; 2-шток; 3, 4-пневмоциліндри; 5, 6-опори регульовані; 7-скоба; 8-гідроциліндр; 9-вісь; 10-гвинт; 11-візок; 12-рейки; 13- роликовий стэнд

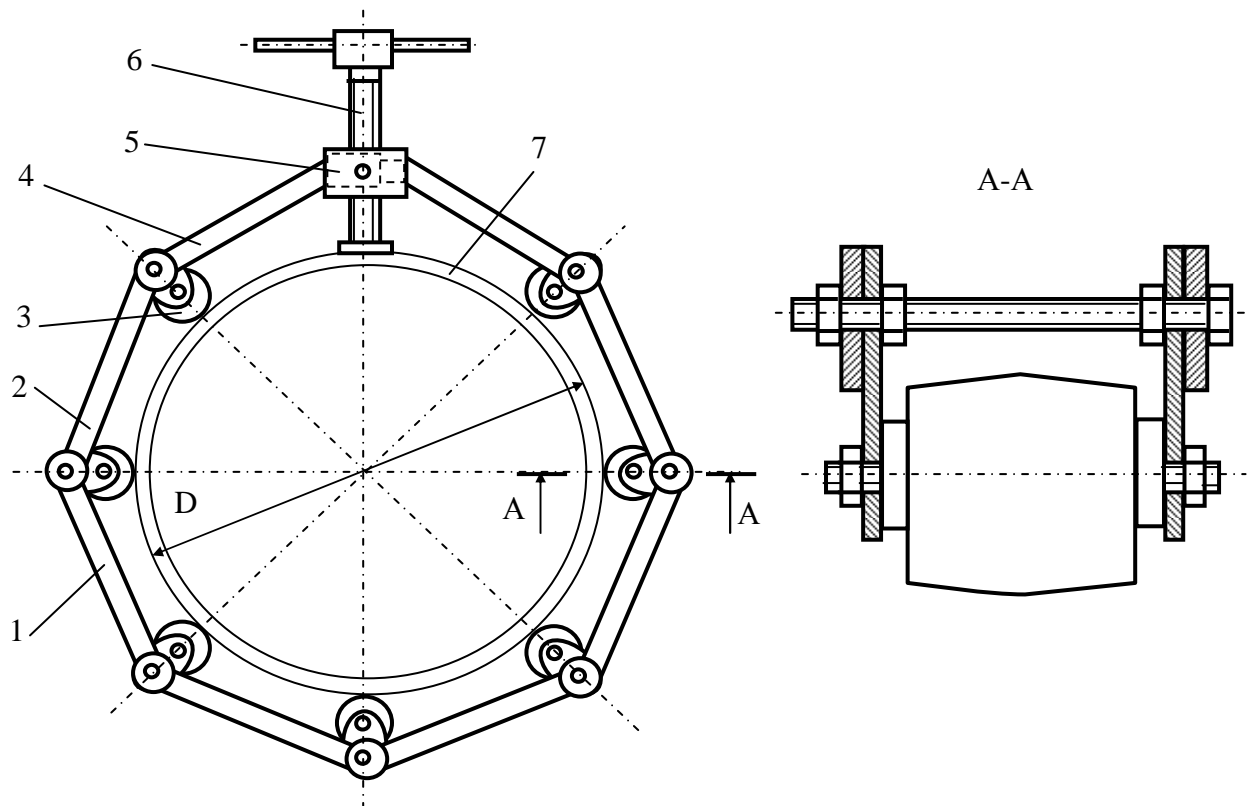


Рис.3.10. Зовнішній центратор для труб: 1-зовнішня ланка; 2-внутрішня ланка; 3-ролик; 4- гачок; 5-хрестовина; 6- гвинт; 7-труба.

8-гідроциліндр; 9-вісь; 10-гвинт; 11-візок; 12-рейки; 13-роликовий стенд. При складанні розімкнений ланцюг центратора підводиться під труби 7 і замикається накидними гачками 4 з хрестовиною 5. При цьому пластини ланок ланцюга розташовуються симетрично з обох сторін від площини стику. Радіально розподілене навантаження на кромки створюється роликами 3 завдяки натягуванню ланцюга гвинтом 6. Внаслідок такого навантаження забезпечується суміщення крамок стиків обох труб, які скріплюються прихватками. Потім центратор знімають, а прихвачені труби зварюють кільцевим швом. Неможливість зварювання кільцевих швів без прихваток є основним недоліком зовнішніх центраторів.

У залежності від діаметра труб на сьогодні застосовують наступні зовнішні центратори: ЦЗ-529, ЦЗ-720, ЦЗ-820 та ЦЗ-1020. Але існують конструкції зовнішніх центраторів, призначених для складання труб декількох діаметрів. В таких центраторах зовнішні і внутрішні ланки є складеними і можуть змінювати свою довжину відповідним регулюванням. Існує два типорозміри таких центраторів для труб діаметром 478-820 мм та 920-1420 мм.

Внутрішні центратори дозволяють механізувати операцію складання таким чином, що складений стик стає повністю доступним для зварювання кореневого шва без прихваток від початку до кінця [17,31]. Разом з тим, розміщений усередині обичайок центратор дає можливість не тільки складати але і зварювати кільцевий шов завдяки його відкритості ззовні. Внутрішній центратор реалізує радіально розподілене навантаження крамок труб чи обичайок, що стикуються.

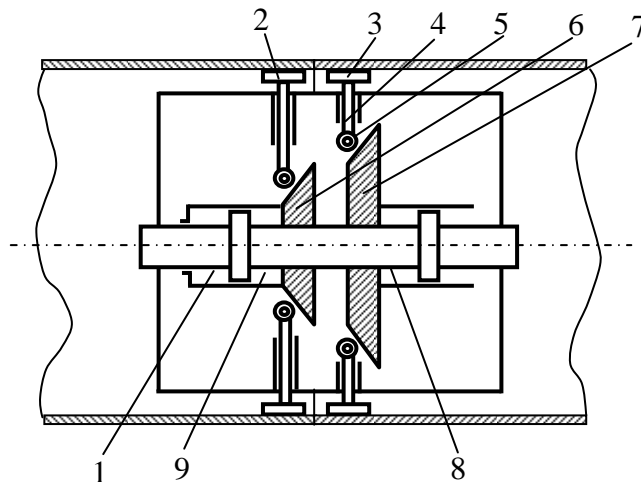


Рис. 3.11. Схема внутрішнього центратора.

Центратор (рис.3.11) має два ряди центрувальних елементів 2 та 3, які можуть незалежно розтискатися, а стискатися одночасно. Послідовний розтиск центрувальних елементів 2 та 3 досягається

подачою під тиском масла у порожнини 1 та 8. При цьому переміщення кожного з конусів 6 та 7 через ролики 5 і штовхачі 4 передаються башмакам, які в межах пружних деформацій створюють радіальний розтяг кромки та забезпечують центровку труб. Для вивільнення стика після складання та зварювання, масло подається у порожнину 9, забезпечуючи одночасний відвід центрвальних елементів. Центратор вводиться у трубу за допомогою штанги. Якщо центратор використовується у якості обертача, то штангу закріплюють на підшипниках та надають їй обертальний рух.

3.7. МЕХАНІЧНІ СТЕНДИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ БАЛКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

На сьогодні існує два способи механізованого виготовлення зварних балок з використанням двох видів складально-зварювальних пристроїв:

1. Поштучне виготовлення балок за допомогою механізованих складально-зварювальних стендів та кондукторів періодичної дії. Здебільшого цей спосіб застосовується у одиничному та дрібносерійному виробництвах.
2. Поточне виготовлення балок з рулонів штабової сталі за допомогою складально-зварювальних комбайнів. Цей спосіб доцільно застосовувати у крупносерійних та масових виробництвах. Він характеризується високими рівнями комплексної механізації і автоматизації та продуктивності праці. Однак він потребує складного устаткування та значних витрат на його експлуатацію. Тому у виробництві щонайбільше використовується перший спосіб.

Для поштучного виготовлення профільних балок застосовують різні за будовою складально-зварювальні стенди та кондуктори.

Кондуктор-кантувач (рис. 3.12) включає [2]: станину 1, на якій змонтовано колону 2 для рейкових напрямних зварювального автомата; поворотну опорну балку 10 з кліщовими захватами 9 для притиску пояса тавра 4; ліву опорну балку 3 та праву опорну балку 7, на якій змонтовано верхні притискачі 6 з регульовальними пружинами 5. Пояс тавра, що зварюється, установлюється на поворотну опорну балку 11 і притискається кліщовими притисками 9, які приводяться в дію за допомогою системи ламких важелів 9 з пневмоциліндрами 12. Стінка тавра установлюється на праву опорну балку і одночасно притискається до неї та до пояса за допомогою верхніх притискачів 6 подвійної дії. Верхні притискачі приводяться в дію за допомогою хитного гідроциліндра 8 і забезпечують притиск стінки тавра до опорної балки 7 та до пояса.

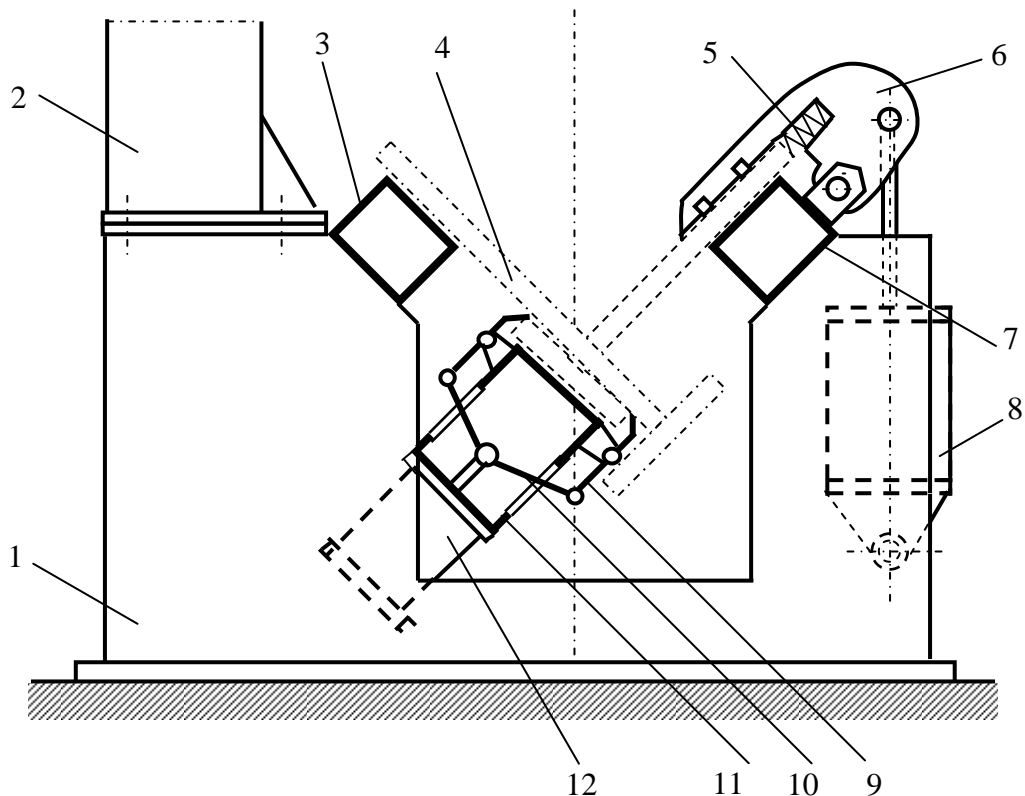


Рис. 3.12. *Схема кондуктора-кантувача для складання і зварювання таврових балок: 1-станина; 2- колона для зварювального автомата; 3- ліва опорна балка; 4 – балка, що зварюється; 5- пружина; 6- верхній притискач; 7- права опорна балка; 8 – хитний гідроциліндр; 9- кліщовий захват; 10 - система ламких важелів; 11 - поворотна опорна балка; 12- пневмоциліндр.*

Після зварювання першого шва вивільняють балку 4 від закріплення верхніми притисками 6, які відводяться у вихідне положення гідроциліндрами 8. Для зварювання другого шва поворотна опорна балка 11 з закріпленим тавром 4 повертається на 90° навколо поздовжньої осі до зіткнення з лівою опорною балкою 3. Після зварювання другого шва зварений тавр вивільняється від закріплення кліщовими притисками 9 та видаляється з кондуктора. Таким чином, виріб в кондукторі складається без електроприхваток, а автоматичне зварювання здійснюється в зручному положенні завдяки кантуванню виробу.

Основною несучою конструкцією кондуктора-кантувача є поворотна опорна балка, яка сприймає навантаження від власної ваги, ваги змонтованих на ній притисків, ваги заготовок виробу, сили притиску верхніх притисків та від реактивних сил кліщових притисків.

В конструкції кондуктора-кантувача не передбачено еластичний притиск полиці до стінки зварюваної балки, що може призвести до утворення значного зазора при наявності деформації серповидності

стілки. У цьому випадку можливі дефекти в зварних швах. Для забезпечення прилягання полиці до стінки без зазору її кромки обробляються на кромкостругальних верстатах.

У більшості випадків виготовлення зварних двотаврових балок різних типорозмірів здійснюється за допомогою стендів, обладнаних пересувними порталами [2,16,17]. Стенд (рис.3.13) складається з рами 1 на якій змонтовані дві поздовжні балки, з яких одна 13 закріплена нерухомо, а друга 14 може переміщатись поперек рами гвинтами 11 від електропривода 10. При складанні двотавра його стінка 5 укладається в горизонтальне положення на опорні балки 13 та 14, а полиці 7 вертикально вздовж цих балок на опорні гвинти 12, які регулюються на відповідну висоту. Стояки 9 утримують полиці 7 у вертикальному положенні.

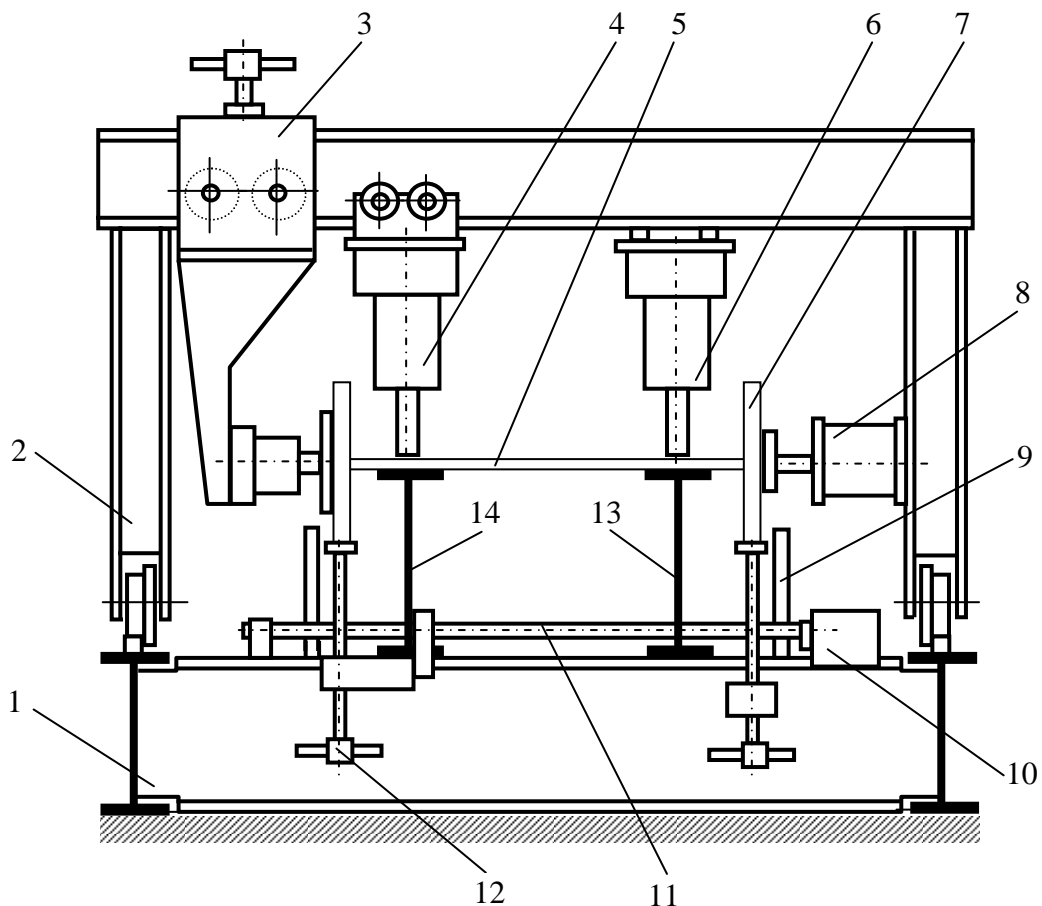


Рис.3.13. Стенд для складання двотаврових балок на прихватках:
 1-рама; 2-портал; 3-рухомий горизонтальний пневмопритискач;
 4-рухомий вертикальний пневмопритискач; 5-стінка балки, що складається; 6-нерухомий вертикальний пневмопритискач; 7-полиця балки, що складається; 8-нерухомий горизонтальний пневмопритискач;
 9- фіксатор для полиць; 10-електропривод; 11-ходовий гвинт;
 12-гвинт регульовальний; 13,14- поздовжні опорні балки.

Самохідний портал 2 облаштовано двома вертикальними пневмоциліндрами 4, 6 для притиску стінки 5 двотавра до опорних балок 13, 14. Вертикальний 6 та горизонтальний 8 пневмопритискачі закріплені на порталі нерухомо, а інші пневмопритискачі 3 та 4 прикріплені до кареток і можуть переміщатись по ригелю портала для установлення необхідного розміру двотавра, що складається. Портал пересувається рейками, що змонтовані на рамі. Пересуваючись вздовж виробу, портал зупиняється навпроти місць постановки прихваток. Насамперед вертикальними притискачами притискають стінку 5 до опорних балок 13, 14. Після цього вмикають горизонтальні притискачі і притискають полиці 7 до стінки 5. В місці притиску прихвачують полиці до стінки електроприхватками. Для усунення можливості піднімання портала при увімкнених вертикальних пневмопритискачах в порталі передбачено спеціальні захвати. Після вивільнення двотавра від притискачів портал пересувається на 500-700 мм вздовж балки для повторення наведеної вище операції. Послідовно пересуваючи портал та притискаючи листи, повністю складають двотаврову балку. Потім складену на прихватках балку знімають зі стенда і транспортують на робоче місце для автоматичного зварювання поясних швів.

Подібні стенди з пересувними порталами застосовуються також для складання коробчастих балок. Суттєвим недоліком таких стендів є те, що в них неможливо застосувати автоматичне зварювання притиснутих заготовок балки без постановки електроприхваток.

Перевагу складають стенди, в яких не передбачено складання на прихватках, а зразу після затиснення заготовок складеної балки виконується автоматичне зварювання двох поясних швів [2]. Стенд для складання та зварювання балок без прихваток (рис.3.14) компонується з двох опорних балок- рухомої 4 та нерухомої 10, на яких закріплені пневмоциліндри 3 та 11 з притискачами 5 та 9. Рухому балку 4 установлюють на необхідній відстані від нерухомої 10 у відповідності з висотою двотаврів, що складаються. Переміщення опорної балки 4 по напрямним 18, закріпленим на фундаментній рамі 17, здійснюється двома ходовими гвинтами 14. Обертаючись, ходові гвинти 14 одночасно пересувають два супорти 16, на яких закріплена опорна балка 4. Обертний рух ходовим гвинтам 14 надається електроприводом 1 через поздовжній вал 2 та дві пари конічних передач 13.

Стенд обладнаний електромагнітами 6 та 8, на які укладається стінка двотавра 7, що складається. Для настроювання стенда на задану ширину поясів передбачено змінні закладні сухарі 12 та 15, на яких установлюються полиці двотавра 7. Притискачі 5 та 9, що зв'язані з

силовими пневмоциліндрами, пересуваються в напрямних, забезпечуючи вертикальність ліній притиску полиць до стінки. Пневмопритискачі, які розташовані вздовж балки, що складається, реалізують принцип еластичного притиску поясів до стінки. Це забезпечує щільне прилягання поясів до кромки стінки та відвертає утворення недопустимих зазорів в стику. Переміщення зварювального автомата відбувається по рейковому шляху, що установлюється на нерухомій опорній балці 10.

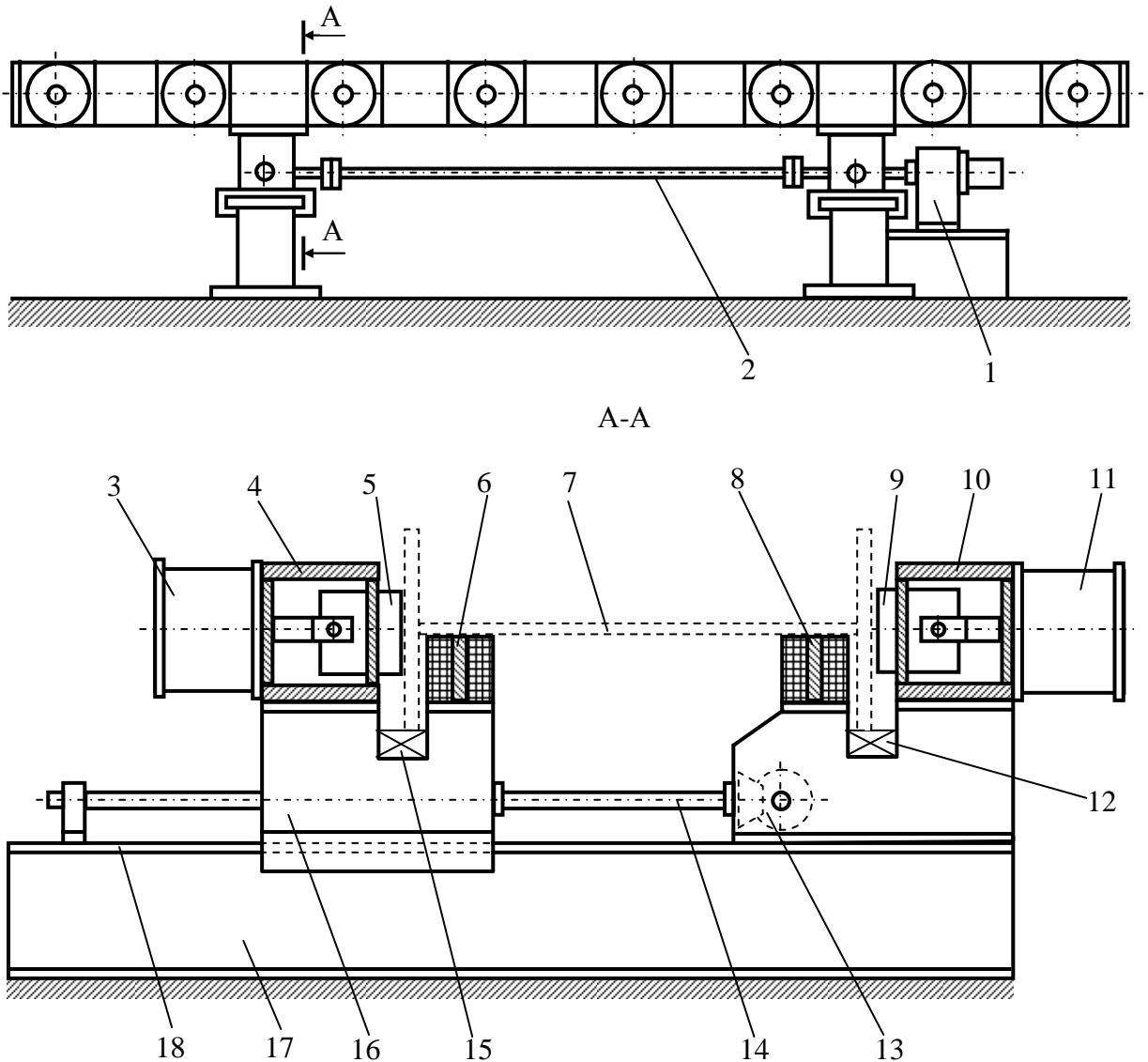


Рис.3.14. Стенд для складання та зварювання двотаврових балок без прихваток: 1-електропривод; 2-поздовжній вал; 3, 11-пневмоциліндри; 4- рухома опорна балка; 5, 9-притискачі; 6, 8-електромагніти; 7-двотавр, що складається; 10-нерухома опорна балка; 12, 15-зкладні сухарі; 13-конічна передача; 14-ходовий гвинт; 16-супорт; 17-фундаментна рама; 18- напрямна.

На таких стендах можна складати та зварювати балки заввишки від 600 до 2000 мм, з поясами завширшки від 160 до 600 мм та завтовшки до 50 мм.

3.8. СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНІ КОМБАЙНИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ БАЛОК

У кондукторі-кантувачі операції складання та зварювання виконуються послідовно: спочатку складання, а потім зварювання, тобто вони не суміщені в часі. Останнім часом для виготовлення зварних профільних балок у серійному та масовому виробництвах застосовують комбіновані пристрої-комбайни [2].

У таких комбайнах суміщені в часі та просторі наступні операції: розмотування рулону штабової сталі; виправлення штабової сталі; складання заготовок виробу; автоматичне зварювання складеного виробу; транспортування звареного виробу; розмірене обрізування звареного виробу.

До складу комбайна (рис.3.15) входять наступні машини: розмотувально-рихтувальна А, складально-зварювальна Б та летуча 7 для розміреного обрізування “нескінченої” балки 8.

Рулонована штабова сталь, що призначена для стінки і полиці майбутньої балки, поступає з двох розмотувачів 1 та 10 в рихтовочні машини з виправлювальними вальцями 2 та 9. Виправлені штаби поступають в валкову складально-зварювальну кліть, яка має декілька послідовно розташованих валків: напрямних 3, опорних 6 та натискних 4. Валкова кліть оснащена двома зварювальними головками 5 для автоматичного зварювання. При переміщенні балки в валках зварювання відбувається одночасно з обох сторін тавра нахиленим електродом. Таке переміщення заготовок, що зварюються, здійснюється приводними опорними валками 6 з необхідною швидкістю зварювання.

На сьогодні ідея таких складально-зварювальних комбайнів реалізована частково у вигляді окремих агрегатів для поштучного виготовлення таврових балок у суднобудуванні. Наприклад, у зварювальному виробництві використовуються верстати СТС-2, СТС-138, які забезпечують зварювання прямих та криволінійних таврових балок заввишки 60...600 мм і завширшки 40...250 мм. Вихідним матеріалом для таких верстатів є випрямлені штаби мірної довжини.

Основною перевагою таких комбайнів є те, що вони дають можливість об'єднати три основні операції-складання, зварювання та транспортування в одну комплексну операцію.

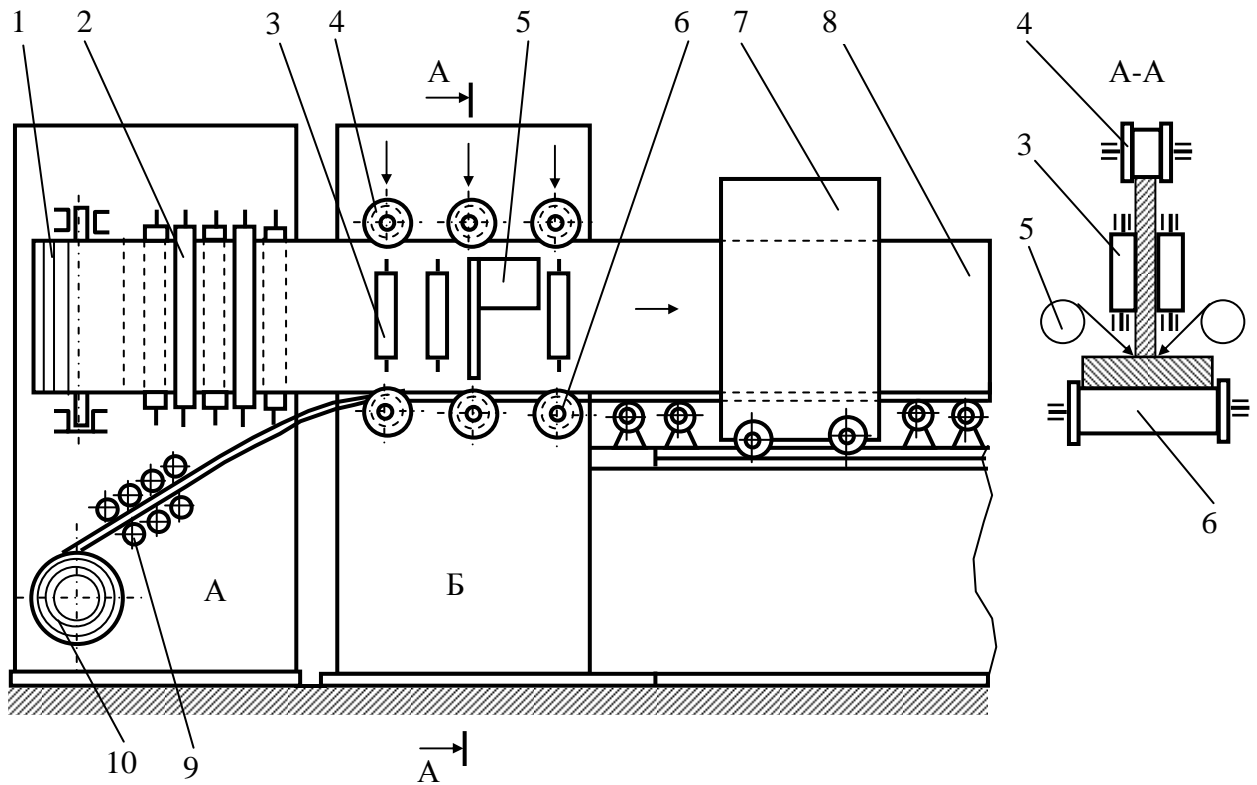


Рис.3.15. Схема комбайна для виготовлення балок електродуговим зварюванням: А-розмотувально-рихтувальна машина; Б-складально-зварювальна машина; 1, 10-рулони штабової сталі; 2, 9-виправлювальні вальці; 3-напрямні валки; 4-натискний валок; 5-зварювальна головка; 6-опорний валок; 7- летуча машина для розміреного обрізування "нескінченної" балки; 8-балка.

Додатково по п.3 дивись [1,2,4,10,16,17,25,31,34,35,38].

4. РОЗРАХУНОК СИЛ В СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ СТЕНДАХ ТА КОНДУКТОРАХ

Розрахунок складально-зварювальних пристроїв (стендів та кондукторів) проводиться в дві стадії: визначення необхідних сил притиску заготовок (деталей) при складанні та розрахунок конструкції складально-зварювального пристрою на міцність і жорсткість під дією цих сил.

У складально-зварювальному пристрої можуть діяти такі сили:

- а) сили, які необхідні для утримання виробу в процесі зварювання та наступного охолодження;
- б) сили, що виникають при нерівномірному нагріванні, охолоджені та усадці зварних швів;
- в) сили, які необхідні для попереднього деформування виробу з метою компенсації залишкової зварювальної деформації;
- г) локальні сили для підгинання деталей при складанні з метою їх щільного притиску до сусідніх деталей та усунення місцевих зазорів.

Найбільш складним завданням є визначення сил, які виникають при зварюванні. У загальному випадку розрахунок цих сил зводиться до того, що методами теорії зварювальних деформацій або експериментально визначається форма та розміри залишкових зварювальних деформацій виробу. Після цього розрахунками визначаються сили та моменти, які необхідно прикласти до виробу, щоб запобігти утворенню цих деформацій на період зварювання.

Необхідна сила притиску визначається з урахуванням коефіцієнта запасу k_3 , який передбачає збільшення сили через те, що в пристроях мають місце непостійність установаження та закріплення, відхилення розмірів і форми заготовок, різноманітна чистота обробки поверхонь заготовок, ударні навантаження, стабільність процесу зварювання, зношеність пристрою та ін. Рекомендується приймати наступні значення коефіцієнта запасу: для ручних притискачів $k_3 = 2$; для механізованих $k_3 = 1,5$.

В залежності від типу зварних виробів розрізняють три основних групи складально-зварювальних пристроїв:

- а) стенди та кондуктори для листових конструкцій-полотнищ та оболонки;
- б) стенди та кондуктори для балок;
- в) стенди та кондуктори для рамних, решітчастих і корпусних конструкцій та різноманітних зварних вузлів.

4.1. РОЗРАХУНОК СИЛ В СТЕНДАХ ДЛЯ ЛИСТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Для листових полотнищ та оболонок основними видами зварювальних деформацій є місцеві випуклинини - овальні або круглі, хвилястість, кутова деформація та скручування. Деформації хвилястості та скручування потребують значно менших зусиль та витрат для їх усунення аніж випуклини та кутові деформації. У зв'язку з цим в подальших розрахунках складально-зварювальних пристроїв необхідно враховувати сили, які виникають в результаті утворення місцевих випуклин та кутових деформацій.

Сили притиску листів при утворенні місцевих випуклин. Випуклини є результатом втрати стійкості плоскої форми рівноваги зварюваних листів від дії напружень стиску. Очевидно, для визначення сили притиску зварюваних листів необхідно по відомому прогину розрахувати величину сили, яка б ліквідувала залишковий місцевий прогин полотнища [2,9].

Круглу випуклину зварених листів можна розглядати як зігнуту пластину з жорстко закріпленим контуром (рис. 4.1). Вирішуємо зворотну задачу.

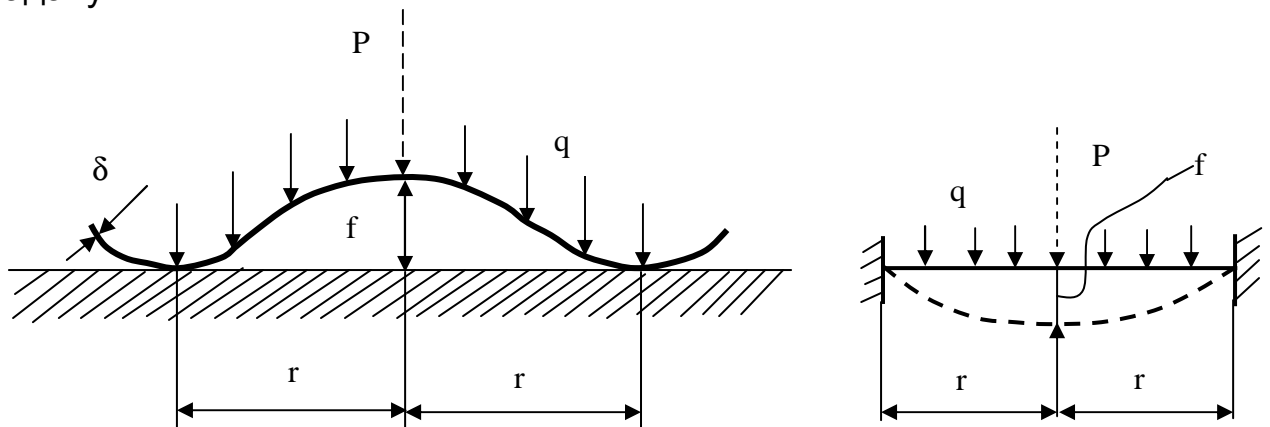


Рис.4.1. Схема розрахунку сил притиску при утворенні випуклин

При згинанні такої пластини рівномірно розподіленим навантаженням величина прогину f в центрі пластини буде

$$f = \frac{qr^4}{64C}, \quad (4.1)$$

де $C = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ - циліндрична жорсткість пластини, нм;

E -модуль пружності, МПа;

δ - товщина пластини, м;

$\mu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона (для сталі $\mu = 0,3$);

r -радіус пластини, м;

$q = \frac{P}{\pi r^2}$ -рівномірно розподілене навантаження, Н/м²;

P – пошукувана зосереджена сила притискача, Н.

Підставивши ці значення в формулу (4.1), після перетворень одержимо

$$f = \frac{Pr^2}{18E\delta^3}, \quad (4.2)$$

звідки

$$P = \frac{18fE\delta^3}{r^2}. \quad (4.3)$$

Оскільки наведені формули дійсні лише в межах пружності, то необхідно зробити перевірку величини напружень, які не повинні виходити за границю пружності при згинанні пластини під дією рівномірно розподіленого навантаження.

Найбільші напруження в центрі пластини

$$\sigma = \frac{3qr^2}{8\delta^2}(1 + \mu),$$

або, після підстановки $q = \frac{P}{\pi r^2}$ та $\mu = 0,3$ одержимо

$$\sigma = \frac{0,15P}{\delta^2}. \quad (4.4)$$

Підставивши в формулу (4.4) значення зосередженої сили з формули (4.3), отримаємо формулу для визначення напружень

$$\sigma = \frac{2,8fE\delta}{r^2}. \quad (4.5)$$

За цією формулою можна виконувати перевірку напружень в пластині без попереднього визначення рівномірно розподіленої сили, тобто по розмірам випуклини f та r . Якщо перевірка покаже, що напруження σ перевищує границю текучості матеріалу σ_T , то пошукувану силу притискачів потрібно обмежити величиною $P_{дон}$, яку можна визначити з формули (4.4), підставивши замість σ значення границі текучості матеріалу σ_T :

$$P_{дон} = \frac{\sigma_T \delta^2}{0,15}. \quad (4.6)$$

Таке обмеження сили на притискачах необхідно в тих випадках, коли надмірно жорсткий притиск листів може викликати тріщини в зварних швах або в зоні термічного впливу.

У реальних пристроях сили притиску прикладаються по двом паралельним лініям, розташованим близько до діаметра випуклини вздовж зварюваних кромки.

Розрахункове навантаження на одиницю довжини кожної кромки (Н/м) буде

$$p = \frac{P}{4r} = 4,5fE\left(\frac{\delta}{r}\right)^3. \quad (4.7)$$

Якщо $\sigma > \sigma_T$ і розрахунки проводяться, виходячи з допустимого навантаження $P_{доп}$, то допустима сила на одиницю довжини кромки не повинна перевищувати значень $p_{доп}$, тобто

$$p_{доп} = \frac{P_{доп}}{4r} = \frac{\sigma_T \delta^2}{0,6r}. \quad (4.8)$$

Розрахункова питома сила Q_p на обидві кромки зварюваного полотнища

$$Q = 2p, \quad \text{або} \quad Q = 2p_{доп}.$$

В стендах ІЕЗ ім. Є.О. Патона, призначених для складання та зварювання листових полотнищ, фактично приймається $Q=40$ кН/м.

Сили притиску листів при кутових деформаціях. Розглянемо сили, які виникають в затискному пристрої в процесі утворення кутових деформацій при зварюванні (рис.4.2).

Це питання краще розглянути для двох випадків: коли товщина зварюваних листів менше 5 мм та коли вона більше 5 мм, оскільки при досить великих товщинах нерівномірний розподіл теплоти по товщині призводить до утворення великих кутових деформацій [2].

Стикове зварювання листів завтовшки $\delta > 5$ мм. У цьому випадку в зварному шві виникає згинальний момент від погонної сили p , що створюється притискним пристроєм

$$M = pl.$$

При малій відстані від осі зварного шва до лінії дії притискачів та при достатньо жорсткому закріпленні зварюваних кромки в металі зварного шва можуть виникнути напруження більші границі текучості з небезпекою утворення тріщин. У зв'язку з цим необхідно обмежувати сили на притискачах з такою умовою, щоб напруження в зварному шві не перевищували границі текучості металу. Вирішити таку задачу можна за рахунок податливості притискачів при досягненні граничного значення навантаження $p_{доп}$, яке спричиняє напруження в металі $\sigma_{доп}$. Податливість притискачів може забезпечуватися регулюванням тиску в

силових циліндрах або за рахунок постановки обмежувачів сили (пружинних, пневматичних та ін.).

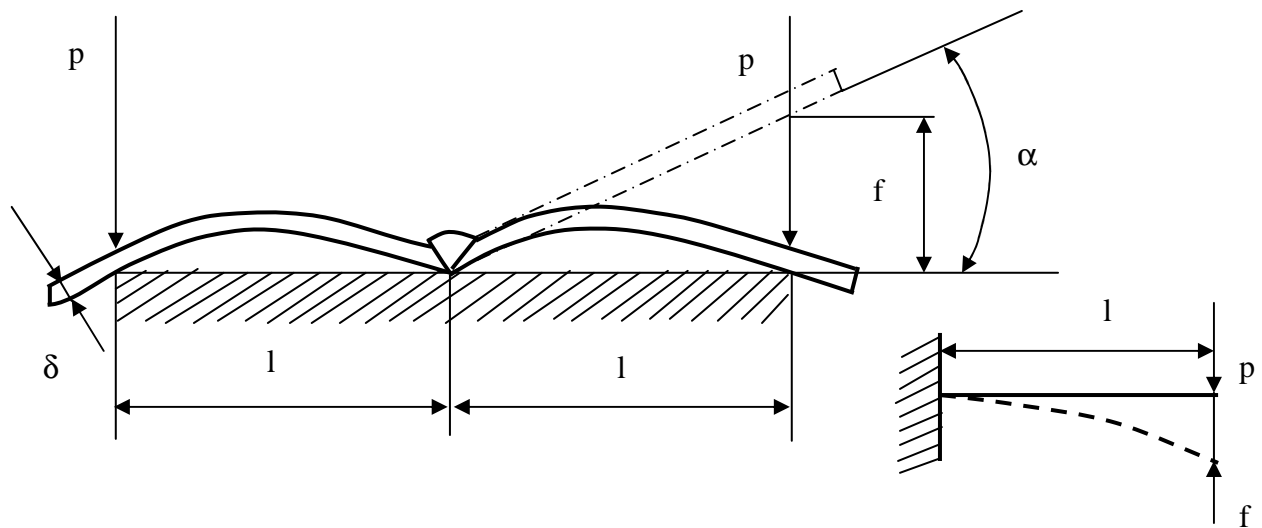


Рис. 4.2. Схема визначення сили притиску заготовок при куткових деформаціях

Відповідно до поставленої умови максимально допустимий згинальний момент на один погонний метр довжини зварного шва

$$M_{\text{дон}} = \sigma_{\text{дон}} W. \quad (4.9)$$

Для одиниці довжини кромки листового полотнища момент опору $W = \frac{\delta^2}{6}$, а згинальний момент $M_{\text{дон}} = p_{\text{дон}} l$. Підставивши ці значення в формулу (4.9), одержимо

$$p_{\text{дон}} l = \frac{\sigma_{\text{дон}} \delta^2}{6},$$

звідки допустиме питоме навантаження (H/m) на кромку

$$p_{\text{дон}} = \frac{\sigma_{\text{дон}} \delta^2}{6l}, \quad (4.10)$$

де, δ - товщина листа, м; $l = (5 \dots 10) \delta$ - відстань від осі зварного шва до лінії дії притискачів, м; $\sigma_{\text{дон}} = \sigma_T$ - допустимі напруження в металі шва при яких не виникає руйнування, МПа.

Допустиме питоме навантаження (H/m) на обидві кромки зварюваних листів

$$Q = 2 p_{\text{дон}}.$$

Зробимо перевірку збереження прилягання листів до стенду по лінії дії притискачів, яке можна характеризувати величиною зазору.

Величина можливого зазору Δ , що може утворитись при зварюванні,

$$\Delta = f - f_0, \quad (4.11)$$

де f - максимально можливий зазор після зварювання листів без притиску (залишкова деформація), м;

f_0 - розрахунковий прогин від дії сили p , м.

Якщо $f_0 > f$, то зазору не буде, а якщо $f_0 < f$, то утворюється зазор між листом та стендом. Значення прогинів можна розрахувати за формулами:

$$f = l \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.12)$$

$$f_0 = \frac{pl^3}{3EI} = \frac{4pl^3}{E\delta^3}, \quad (4.13)$$

де α - кутова залишкова деформація, рад;

$I = \frac{\delta^3}{12}$ - момент інерції для одиниці довжини кромки.

Стикове зварювання листів завтовшки $\delta < 5$ мм. При порівняно малих кутових деформаціях та незначних товщинах можливий метод розрахунку, розроблений на основі залежності реактивної сили p від величини кутової деформації α . Але цей метод може застосовуватися лише в тих випадках, коли $p < p_{\text{доп}}$, а напруження в шві не перевищують границі текучості матеріалу.

Деформацію листа в затискному пристрої (рис.4.2) можна розглядати як згинання консольної балки, що навантажена силою p . Якщо граничною умовою вважати дотик листа під силою p до стенда, тобто відсутність зазору Δ , то умова прилягання листів до стенда може бути виражена рівністю $f = f_0$.

Підставляючи в цю рівність значення f та f_0 з формул (4.12) та (4.13), одержимо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4pl^3}{E\delta^3},$$

звідки пошукувана питома сила притиску, що діє на кромку, Н/м

$$p = \frac{\delta^3 \operatorname{tg} \alpha E}{4l^2}. \quad (4.14)$$

Ця сила не повинна перевищувати $p_{\text{доп}}$, а відповідні напруження від згинання не повинні перевищувати границю текучості матеріалу σ_T , тобто

$$\sigma = \frac{6pl}{\delta^2} \leq \sigma_T.$$

Наведені розрахунки свідчать, що існує певне критичне значення кутової деформації, в залежності від якої потрібно вибрати той чи інший варіант розрахунку необхідних сил притиску листів. Критичним значенням кутової деформації $\alpha_{кр}$ буде таке значення, при котрому: згинальні напруження в шві від дії притискачів досягають гранично допустимих значень $\sigma = \sigma_{дон}$; на лінії притискачів відсутній зазор між листами та стендом $f - f_0 = 0$.

Підставляючи в останню рівність значення f та f_0 з формул (4.12) та (4.13), одержимо

$$tg \alpha_{кр} - \frac{4pl^3}{E\delta^3} = 0,$$

звідки

$$tg \alpha_{кр} = \frac{4p_{дон}l^2}{E\delta^3}. \quad (4.15)$$

Підставивши сюди значення $p_{дон}$ з формули (4.10), одержимо пошукувану критичну величину кутової деформації

$$tg \alpha_{кр} = \frac{2l\sigma_{дон}}{3E\delta}.$$

(4.16)

Якщо $\alpha > \alpha_{кр}$, то сили притиску розраховують за першим варіантом (4.10)

$$p_{дон} = \frac{\sigma_{дон}\delta^2}{6l}.$$

Якщо $\alpha < \alpha_{кр}$, то розрахунки ведуть за другим варіантом (4.14), тобто

$$p = \frac{\delta^3 tg \alpha E}{4l^2}.$$

4.2. РОЗРАХУНОК СИЛ В СЕНДАХ ТА КОНДУКТОРАХ ДЛЯ БАЛКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ.

При зварюванні балок утворюються такі види залишкових деформацій: поздовжній прогин, поперечний прогин (грибоподібність полиць), а також скручування.

У залежності від характеру дії сил складально-зварювальних пристроїв на заготовки, розрізняють кондуктори, які спроможні утримувати балку від деформування в процесі зварювання та охолодження швів, а також кондуктори, які спроможні забезпечити компенсацію залишкових деформацій шляхом попереднього деформування в зворотному напрямі, що досягається за рахунок попереднього згинання або скручування зварюваних заготовок балки.

Найбільше розповсюдження у зварювальному виробництві мають кондуктори першого типу, в яких сили на притискачах повинні бути достатніми, щоб утримати балку від деформування в процесі зварювання та охолодження [2].

Поздовжній прогин балки (рис.4.3) утворюється від дії моменту $M=P_y e$, де P_y - усадочна сила, яка діє по осі зварного шва; e - відстань між центрами ваги поперечного перерізу зварного шва та балки (ексцентриситет).

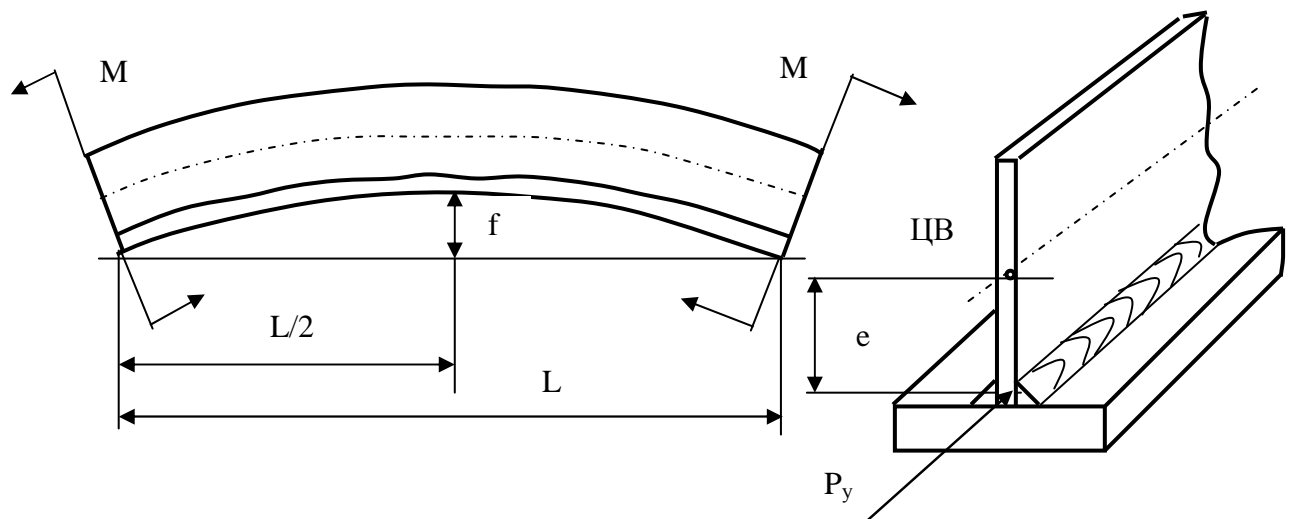


Рис. 4.3. Деформація зварної балки

Прогин балки посередині прольоту від дії постійного моменту визначається за відомою формулою

$$f = \frac{ML^2}{8EI} = \frac{P_y e L^2}{8EI}, \quad (4.17)$$

де I - момент інерції поперечного перерізу балки, m^4 ;

E - модуль пружності, МПа;

L - проліт балки, м.

Таким чином, задача зводиться до визначення сил, які необхідно прикласти до балки для її згинання в зворотному напрямі з таким же прогином, тобто утримати її в прямолінійному вигляді.

Величину усадочної сили, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна визначити за формулою В.О. Винокурова [11]. При зварюванні таврового з'єднання одним швом усадочна сила визначається за формулою

$$P_y = 17 \frac{q_e}{V_3}, \quad \text{а при зварюванні двома швами} \quad P_y = 1,15 \cdot 17 \frac{q_e}{V_3},$$

де $q_e = IU\eta$ - ефективна теплова потужність зварювальної дуги, Дж/с;

V_3 - швидкість зварювання, см/с;

I - сила зварювального струму, А;
 U - напруга на зварювальній дузі, В;
 η - ефективний ККД нагрівання виробу;
 P_y - усадочна сила, Н.

Розрахунок рівномірно розподілених сил притиску заготовок балки. Оскільки більшість механізованих притискних пристроїв для балок утворюють ряд однакових пневматичних або гідравлічних притискачів, то такий ряд можна розглядати як рівномірно розподілене навантаження q , яке спроможне відвернути утворення прогину балки f в процесі зварювання [2].

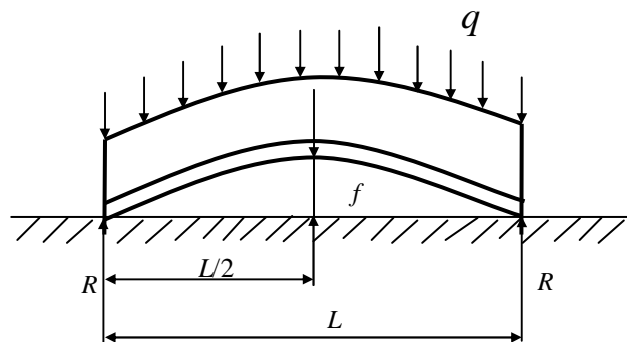


Рис. 4.4. Схема навантаження балки рівномірно розподіленими силами.

Від рівномірно розподіленого навантаження q (Н/м) балка на двох опорах (рис.4.4) отримає прогин посередині прольоту L

$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI},$$

звідки вишукуване навантаження

$$q = \frac{384fEI}{5L^4}. \quad (4.18)$$

Підставляючи сюди значення f з формули (4.17), отримаємо

$$q = 9,6 \frac{P_y e}{L^2}. \quad (4.19)$$

Повне навантаження на всю балку буде

$$Q = qL = 9,6 \frac{P_y e}{L}. \quad (4.20)$$

З формул (4.19) та (4.20) можна зробити важливий висновок про те, що реактивні сили q та Q , які виникають в кондукторі від дії зварювальних деформацій, залежать не від жорсткості балки EI , а тільки

від режимів зварювання, прольоту балки та відстані е між центрами ваги поперечного перерізу швів та балки.

Розрахунок зосереджених сил притиску заготовок балки. Для порівняно коротких балок схеми притискних пристроїв можуть мати вигляд, зображений на рис.4.5.

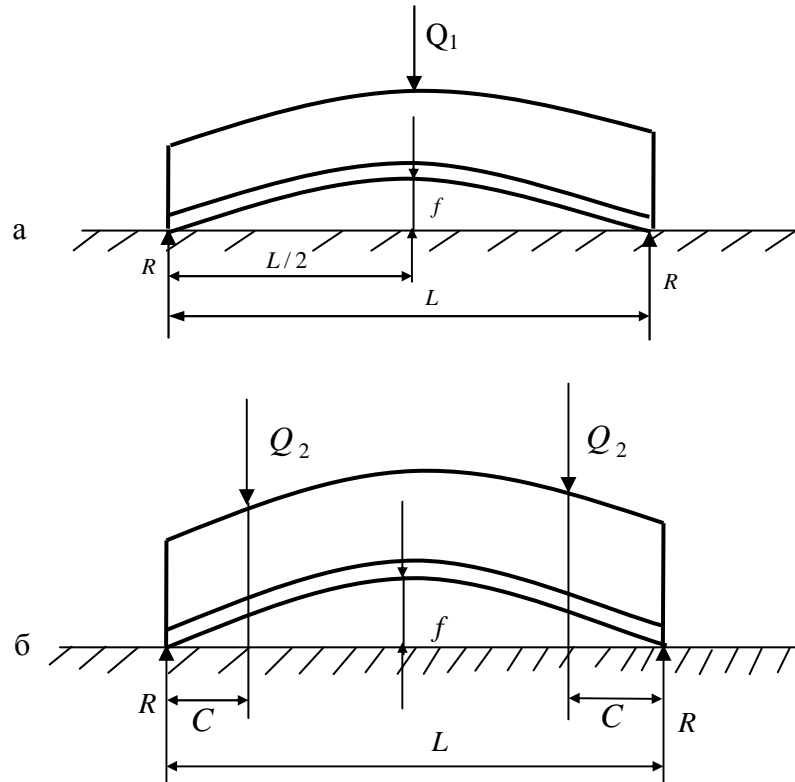


Рис. 4.5. Схема навантаження балки однією- а та двома- б зосередженими силами

При згинанні балки за схемою на рис.4.5,а її прогин визначається за формулою

$$f = \frac{Q_1 L^3}{48EI},$$

звідки

$$Q_1 = \frac{48 fEI}{L^3}.$$

Якщо замінити прогин f його значенням з формули (4.17), то отримаємо розрахункову зосереджену силу притиску балки, виражену через усадочну силу

$$Q_1 = 6 \frac{P_y e}{L}. \quad (4.21)$$

При згинанні балки за схемою на рис.4.5,б, яка має велике розповсюдження в кондукторах, прогин балки визначається за формулою

$$f = \frac{Q_2 C}{24EI} (3L^2 - 4C^2),$$

звідки

$$Q_2 = \frac{24fEI}{C(3L^2 - 4C^2)}.$$

Підставляючи сюди значення прогину f з формули (4.17), отримаємо формулу для визначення зосереджених сил, симетрично розташованих по довжині балки, в залежності від усадочної сили

$$Q_2 = \frac{3P_y e L^2}{C(3L^2 - 4C^2)}. \quad (4.22)$$

4.3. РОЗПІРНІ ТА СТЯГУЮЧІ СИЛИ В СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНІЙ ОСНАСТЦІ

Розрахунок розпірних сил від нерівномірного нагрівання. Зварювання виробів в закріпленнях, що характерно при використанні складально-зварювальних пристроїв, супроводжується температурними напруженнями від неможливості вільного подовження зварюваних заготовок, обумовленого нерівномірним розподілом тепла по ширині зварного з'єднання [24].

Розглянемо методику визначення сил в елементах оснастки на схемі зварювання стикового з'єднання в закріпленнях (рис.4.6).

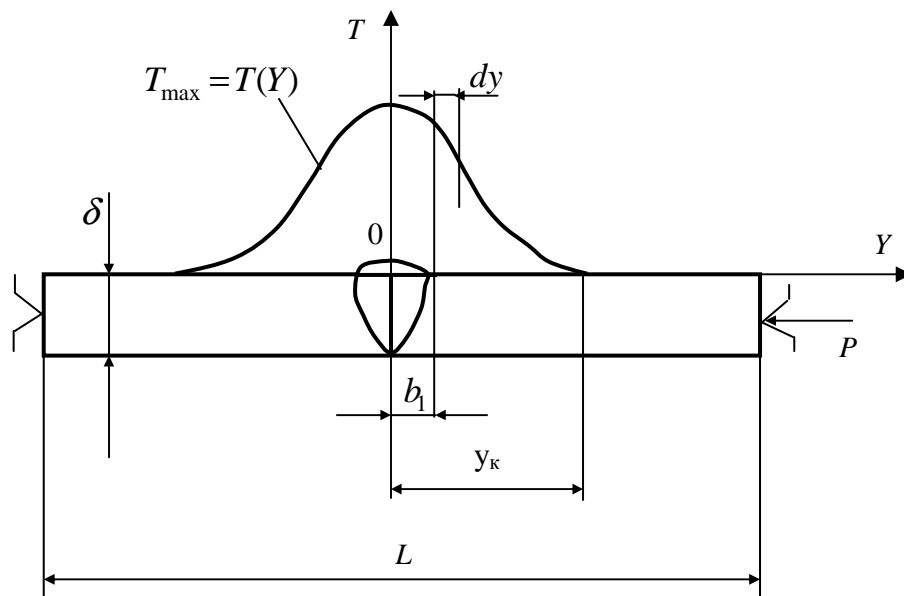


Рис.4.6. Схема для визначення розпірної сили при зварюванні в закріпленнях

Якби зварне з'єднання було вільним від закріплень, то при рівномірному нагріванні до температури T воно одержало б температурну деформацію подовження, що визначається по відомій формулі

$$\Delta L = \alpha TL.$$

Оскільки нагрівання заготовок здійснюється в закріпленнях, то в елементах оснастки виникли б сили, які можна розрахувати за формулою

$$P = \frac{\Delta L}{L} EF, \quad (4.23)$$

де L - відстань між упорами (ширина зварного з'єднання), м;

E - модуль пружності, МПа;

F - площа поздовжнього перерізу зварного з'єднання, м².

Але при зварюванні має місце нерівномірний розподіл тепла по ширині зварного з'єднання. Розподіл максимальних температур в поперечних перерізах зварного з'єднання, що знаходяться позаду рухомого джерела тепла, можна визначити за формулою М. Рикаліна [27]

$$T_{\max} = \frac{0,484q}{V\delta_0 c \gamma u}, \quad (4.24)$$

де q - ефективна теплова потужність зварювальної дуги, Дж/с;

$\delta_0 = 2\delta$ - приведена товщина зварного з'єднання, см;

$c\gamma$ - об'ємна теплоємність металу, Дж/(см³ °С);

u - відстань від осі зварного шва до точки, в якій визначається температура металу, см;

v - швидкість зварювання, см/с.

Температурне подовження заготовок будемо розглядати в діапазоні температур $T=600$ °С та $T=20$ °С, тобто від температури, при якій поновлюються пружні властивості металу до кімнатної температури.

Область нагрівання металу до пластичного стану визначимо з формули (4.24)

$$b_1 = \frac{0,484q}{V\delta_0 c \gamma 600^\circ C}.$$

Відстань від осі зварного шва до точки, в котрій температура зварного з'єднання досягає значення кімнатної T_k

$$y_k = \frac{0,484q}{V\delta_0 c \gamma 20^\circ C}.$$

Розглянемо на температурній кривій $T(y)$ елементарну ділянку dy , яка отримала подовження в результаті нагрівання. Мабуть, ділянка

нагрівання від b_1 до y_k . буде мати температурне подовження в вигляді суми подовжень dy елементарних ділянок при різних температурах

$$\begin{aligned}\Delta L &= 2 \int_{b_1}^{y_k} \alpha T(y) dy = 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \int_{b_1}^{y_k} \frac{dy}{y} = 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \ln y \Big|_{b_1}^{y_k} = \\ &= 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} (\ln y_k - \ln b_1) = 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \ln \frac{y_k}{b_1}.\end{aligned}$$

Таким чином, подовження по ширині симетричного або близького до нього зварного з'єднання при нерівномірному розподілі тепла визначається за формулою

$$\Delta L = 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \ln \frac{y_k}{b_1}. \quad (4.25)$$

Підставивши значення ΔL в формулу (4.23), можна визначити сили, які діють на елементи складально-зварювального пристрою та визначити їх конструктивні розміри.

Розрахунок абсолютного температурного подовження при зварюванні несиметричних зварних з'єднань, наприклад при приварюванні ребра жорсткості до пластини та ін., виконується за формулою (4.25) без подвоєння результату, тобто

$$\Delta L = \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \ln \frac{y_k}{b_1}.$$

При зварюванні сталевих зварних з'єднань для практичних розрахунків рекомендовано приймати наступні значення теплофізичних коефіцієнтів:

$$c\gamma = 5,2 \text{ Дж}/(\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C}); \quad \alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}.$$

Розрахунок стягуючих сил від поперечної усадки зварних швів.

При зварюванні замикаючих швів конструкцій, деталі яких фіксуються за допомогою пристроїв, виникають стягуючі сили, котрі спричиняють навантаження на фіксуючі елементи оснастки. Тому при проектуванні складально-зварювальних пристроїв необхідно оцінити величину стягуючої сили, завдяки котрій можна визначити конструктивні розміри фіксуючих та притискних елементів.

Такі завдання мають місце, наприклад, при зварюванні рам (рис.4.7), в яких передбачені жорсткі допуски на лінійні розміри.

Для забезпечення необхідного допуску на лінійний розмір L , заготовки фіксуються по упорам і притискаються до них притискачами. При зварюванні, наприклад, швів №1 ніяких сил не виникає, оскільки є

сприятливі умови для вільного скорочення зварного з'єднання. Зварні шви №2 будуть замикаючими і вільне скорочення зварного з'єднання унеможлиблюється через наявність упорів. Поперечна усадка замикаючих зварних швів створює умови для виникнення стягуючих сил на довжині зварювання L .

Поперечну усадку замикаючих зварних швів можна визначити за формулою

$$\Delta_n = \kappa \frac{\alpha q}{c \gamma \delta},$$

де α - коефіцієнт температурного подовження, 1°C ;

$c\gamma$ - об'ємна теплоємність, $\text{Дж}/(\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

q - ефективна теплова потужність дуги, $\text{Дж}/\text{с}$;

V - швидкість зварювання, $\text{см}/\text{с}$;

δ - товщина зварюваних заготовок, см ;

$\kappa=1 \dots 1,4$ -коефіцієнт, що враховує конструктивно-технологічні фактори.

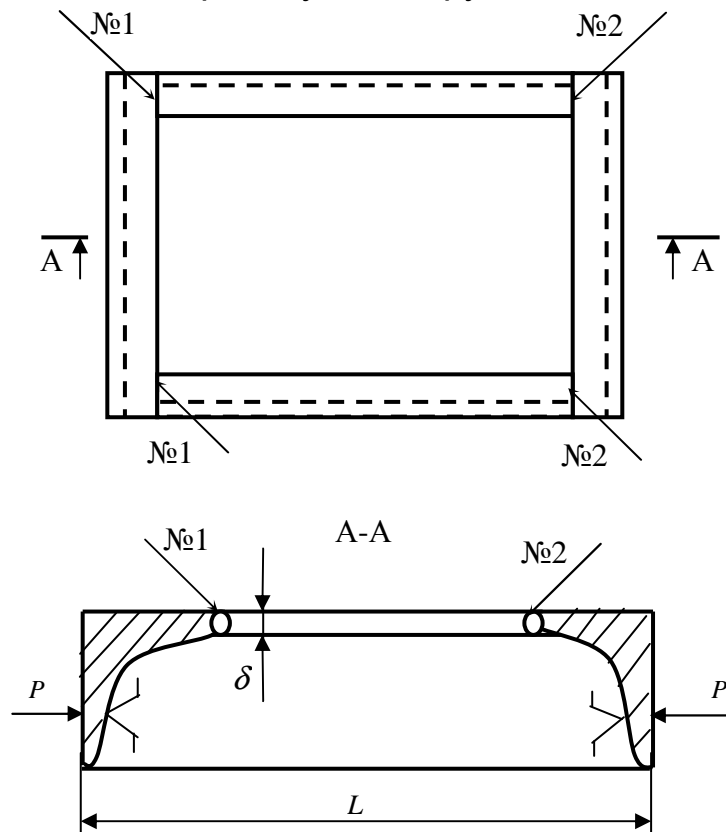


Рис. 4.7. Розрахункова схема визначення стягуючих сил при зварюванні замикаючих швів

Величину стягуючої сили визначають за формулою

$$P = \frac{\Delta_n}{L} EF,$$

де E - модуль пружності металу зварного виробу;

F - площа поперечного перерізу заготовок, що приварюються замикаючими швами;

L - довжина елементів, що закріплені в оснастці.

По визначеній стягуючій силі розраховують необхідні конструктивні розміри упорів та притискачів.

4.4. ПОПЕРЕДЖЕННЯ ЗСУВУ ЗАГОТОВОК В ПРИСТРОЯХ

При зварюванні в пристроях сила закріплення заготовок або вузла може бути недостатньою, що призведе до їх зміщення від заданого положення при базуванні. Силу закріплення визначають з умови рівноваги силових факторів, що діють на заготовки. При цьому завжди враховують сили від зварювальних деформацій, реакцій опор та ваги заготовок, сили тертя та сили інерції при гальмуванні чи прискоренні рухомого пристрою з заготовками [1-3].

У результаті нерівномірного нагрівання зварюваних заготовок можливе розходження зварюваних кромek та утворення надмірно великих зазорів в стику. Особливо таке явище характерно при зварюванні стиковим швом листових елементів суттєвої довжини. Якщо притиск листів здійснюється без попередньої постановки прихваток, то сили тертя між базовими поверхнями листа, притискачами і установочними поверхнями пристрою повинні бути достатніми для попередження небажаних зсувів. У стендах заготовки виробу притискаються до опорної балки або плити клавішними притискачами з пневматичним чи гідравлічним приводом. Сила зчеплення листа зі стендом визначається за формулою

$$F = p(\mu_1 + \mu_2),$$

де p - сила притиску листа по одній кромці, Н/м;

μ_1 - коефіцієнт тертя листа з притискачами;

μ_2 - коефіцієнт тертя листа з опорною балкою чи підкладкою стенда.

В електромагнітних стендах сила зчеплення листа по одній кромці зі стендом

$$F = p\mu_2.$$

Якщо заготовка контактує з опорами та притискачами пристрою обробленими поверхнями то $\mu_1 = \mu_2 = 0,16$. У випадку використання заготовок з необробленими поверхнями $\mu_1 = \mu_2 = 0,2 \dots 0,25$.

При контактуванні заготовок з притискачами та опорами, що мають рифлення $\mu_1 = \mu_2 = 0,7$.

У поворотних пристроях сила закріплення зварюваного вузла повинна унеможливити його зсув чи випадіння. Незважаючи на те, що такі випадки попереджаються установленням силових упорів, необхідну силу притиску обов'язково розраховують. Враховуючи ту обставину, що сила від ваги виробу G направлена паралельно поверхні зсуву можна скласти рівняння рівноваги

$$Q\mu_1 + Q\mu_2 - G = 0 \quad \text{звідки сила притиску} \quad Q = \frac{G}{\mu_1 + \mu_2},$$

де $Q\mu_1$ та $Q\mu_2$ - сила зчеплення заготовки з притискачами та стендом.

4.5. РОЗРАХУНОК СИЛ ПРИ ПІДГИНАННІ ТА ПРИПАСОВУВАННІ ЗАГОТОВОК

При складанні для зварювання виникає необхідність в усуненні зазорів між заготовками вузла. Щільному приляганню заготовок інколи перешкоджають місцеві залишкові деформації, які виникають на етапі виготовлення через порушення вимог технологічного процесу або його недосконалість. Таким чином, необхідні зусилля притиску будуть залежати від жорсткості та точності виготовлених заготовок. Розглянемо декілька методичних підходів для розрахунку зусиль при припасовуванні заготовок, що мають залишкові деформації.

4.5.1. Усунення деформації хвилястості листового елемента

Заготовки листових елементів, наприклад полиці двотаврової балки, можуть мати відхилення від плоскої форми у вигляді деформацій хвилястості по всій ширині листа (рис.4.8).

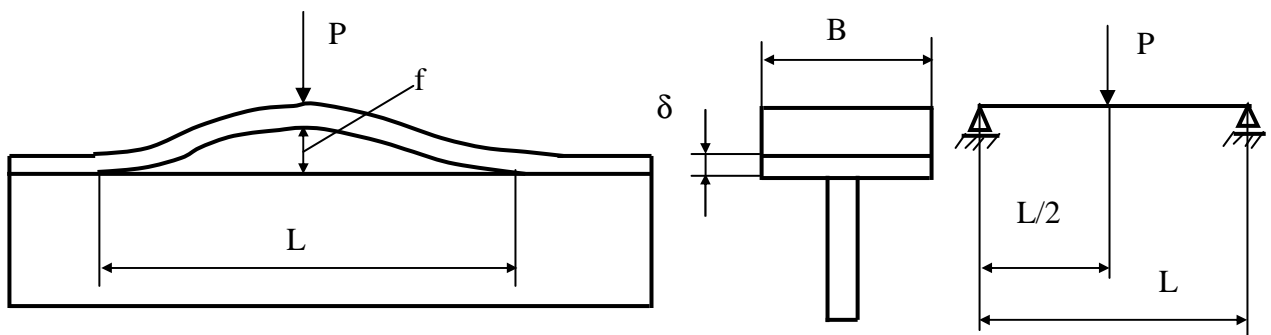


Рис. 4.8 Розрахункова схема визначення сили притиску листового елемента

Якщо розглядати лист з залишковим прогином f як двохопорну шарнірно оперту балку прольотом L , то прогин такої балки визначається за формулою

$$f = \frac{PL^3}{48EI},$$

звідки необхідна сила для усунення прогину f (зазору між заготовками)

$$P = \frac{48fEI}{L^3}.$$

З урахуванням моменту інерції поперечного перерізу листа $I = B\delta^3/12$, остаточно сила притиску буде визначатись за формулою

$$P = \frac{4fEB\delta^3}{L^3},$$

де B - ширина листа, м;

δ - товщина листа, м;

L - поздовжній розмір деформації хвилястості, м;

f - залишковий прогин, м;

E - модуль пружності, Мпа;

P - сила притиску, Н;

I - момент інерції, м⁴.

Зазначена формула прийнятна для листів, які мають залишкову деформацію в межах $f = (1...3)\delta$ та $L = (50...150)\delta$.

4.5.2. Усунення місцевої випуклини кромки листового елемента

Розрахунок сили, яка необхідна для підгинання деформованої кромки, ведемо за теорією згинання пластин, що вільно спираються двома паралельними кромками, жорстко закріплених третьою і неспертою четвертою кромкою (рис. 4.9). При цьому сила P діє посередині неспертої кромки $L/2$.

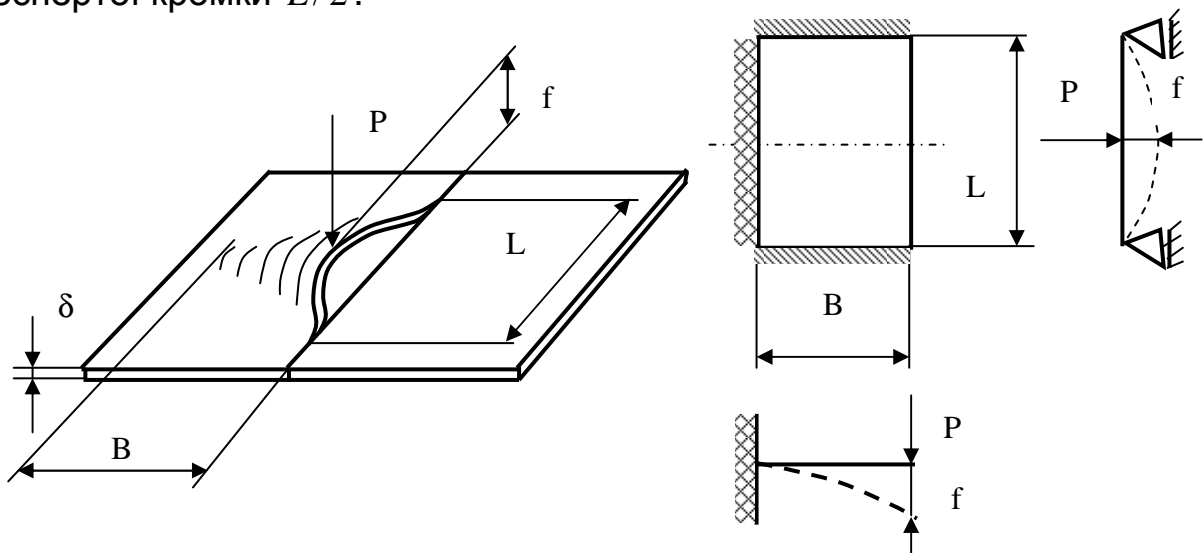


Рис.4.9. Розрахункова схема визначення сили притиску листа з місцевою випуклиною

Для пластин у яких $B/L > 3$ прогин вільної кромки від навантаження зосередженою силою визначається за формулою [9]

$$f = k_f \frac{PB^2}{\pi D} \quad \text{звідки значення зосередженої сили} \quad P = \frac{\pi Df}{k_f B^2},$$

де f - прогин пластини, м;

L - довжина місцевої випуклини, м;

B - ширина випуклини, м;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}$ - циліндрична жорсткість пластини, Н·м;

E - модуль пружності, МПа;

ν - коефіцієнт Пуассона (для сталевих пластин $\nu=0,3$);

$k_f=0,05$ - коефіцієнт для прийнятої схеми закріплення та навантаження.

Підставивши значення ν , k_f та циліндричну жорсткість D , остаточно одержимо формулу для визначення сили притиску листа з метою усунення зазору від місцевої випуклини

$$P = \frac{5,75 f E \delta^3}{B^2}.$$

Формула справедлива для листових заготовок, залишкові деформації яких знаходяться в межах $f = (1...2)\delta$ та $L = (100...150)\delta$.

4.5.3. Розрахунок сил при стягуванні кромки та вирівнюванні торців циліндричних обичайок

Заготовки для оболонкових конструкцій виготовляють за допомогою вигинальних вальців. Отримані таким шляхом обичайки можуть мати наступні відхилення від правильної циліндричної форми:

- 1) недовальцювання, яке характеризується надмірно великим зазором між поздовжніми кромками обичайки;
- 2) зміщення поздовжніх кромки обичайки по діаметру;
- 3) зміщення торців обичайки.

При усуненні значних зазорів між кромками та перекосів торців необхідно подолати значний опір обичайок. Для розрахунку силових ланок складально-зварювальних пристроїв виникає потреба у визначенні сил, що необхідні при складанні для зварювання поздовжніх швів.

Сили для стягування обичайок з недовальцюванням. Силу для стягування кромки можна наближено визначити, якщо розглядати обичайку, як один виток спіральної пружини, в якій кут φ є кутом повороту одного кінця обичайки відносно іншого (рис. 4.10).

Для спіральних пружин з одним закріпленим кінцем кут повороту визначається із співвідношення [38]

$$\varphi = \frac{ML}{EI},$$

де $M = PD/2$ - згинальний момент, Нм;

$I = \frac{B\delta^3}{12}$ - момент інерції поперечного перерізу листа, м⁴;

P - сила на кромці обичайки, Н;

D - діаметр обичайки, м;

φ - кут повороту (недовальцювання обичайки), рад.;

$L = \pi D$ - розгорнута довжина обичайки, м;

E - модуль пружності, Мпа;

B - довжина обичайки, м;

δ - товщина обичайки, м.

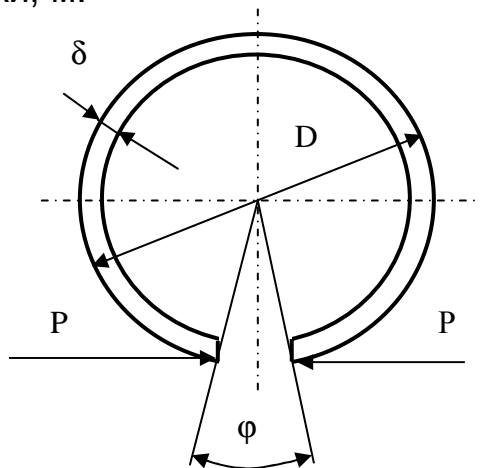


Рис. 4.10 Схема недовальцьованої обичайки

Враховуючи значення згинального моменту , маємо

$$\varphi = \frac{\pi PD^2}{2EI}, \text{ звідки необхідна сила для стягування } P = \frac{2\varphi EI}{\pi D^2}.$$

Введемо в цю формулу коефіцієнт недовальцювання обичайки $K = \pi/\varphi = 180^\circ/\varphi^\circ$ та значення моменту інерції. Тоді сила для стягування

$$P = \frac{BE\delta^3}{6KD^2}.$$

Формула справедлива для обичайок різних діаметрів зі стінками завтовшки до 20 мм та з кутом недовальцювання $\varphi \leq 10^\circ$. При $K < 18$ вальцована заготовка обичайки вважається бракованою і підлягає виправленню.

Сили усунення зміщення кромки по діаметру обичайки. Зміщення кромки по діаметру обичайки характеризується величиною Δ . При відомій величині зміщення кромки Δ необхідна сила для їх вирівнювання P_1 повинна бути прикладена в радіальному напрямі (рис. 4.11). З достатньою для практики точністю розрахункова сила може бути визначена за формулою [38]

$$P_1 = \frac{\Delta B E \delta^3}{1,5\pi D^3},$$

де Δ - зміщення кромки, м;
 B - довжина обичайки, м;
 δ - товщина листа обичайки, м;
 D - діаметр обичайки, м;
 E - модуль пружності, МПа.

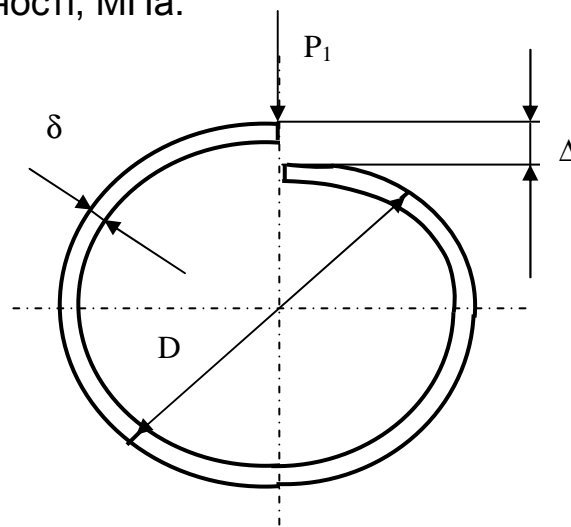


Рис. 4.11. Зміщення кромки по діаметру обичайки

Розрахунок сил при вирівнюванні торців обичайки. Для вирівнювання торців необхідно навантажити обичайку силою, направленою вздовж осі обичайки (рис. 4.12).

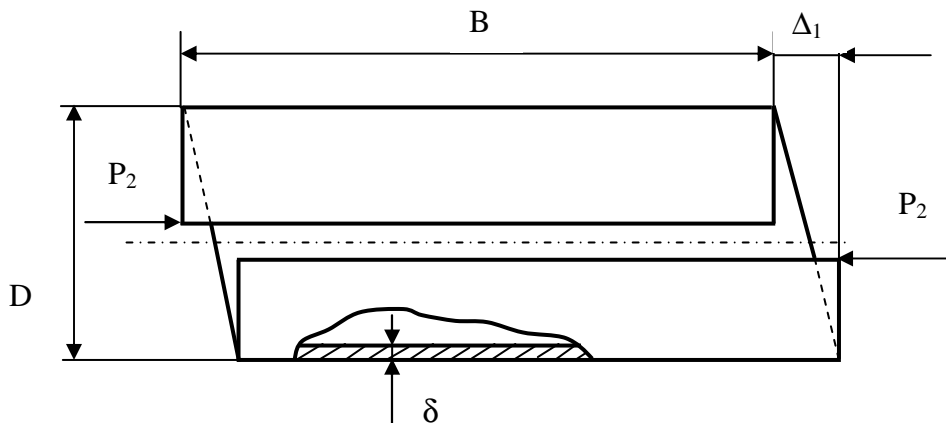


Рис. 4.12. Зміщення торців обичайки

Розглядаючи обичайку як один виток спіральної пружини, можна записати залежність [38], яка пов'язує величину зміщення торців Δ_1 з осьювою силою P_2

$$\Delta_1 = \frac{3,6P_2LR^2(B^2 + \delta^2)}{GB^3\delta^3}.$$

Підставивши значення розгорнутої довжини листа обичайки $L = \pi D$ та радіус обичайки $R = D/2$, одержимо

$$\Delta_1 = \frac{0,9P_2\pi D^3(B^2 + \delta^2)}{GB^3\delta^3}.$$

Звідси пошукувана сила (Н) для вирівнювання торців обичайки

$$P_2 = \frac{B^3\delta^3G\Delta_1}{2,84D^3(B^2 + \delta^2)},$$

де G -модуль пружності при зсуві, МПа (для сталі $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа);

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

4.5.4. Розрахунок сил при складанні кільцевих стиків обичайок і труб

При складанні кільцевих стиків обичайок з днищами необхідно забезпечити співпадання кромки з наступною фіксацією їх за допомогою прихваток. Операція складання забезпечується гвинтовими розпірками, які навантажують обичайку двома діаметрально протилежними силами (рис. 4.13).

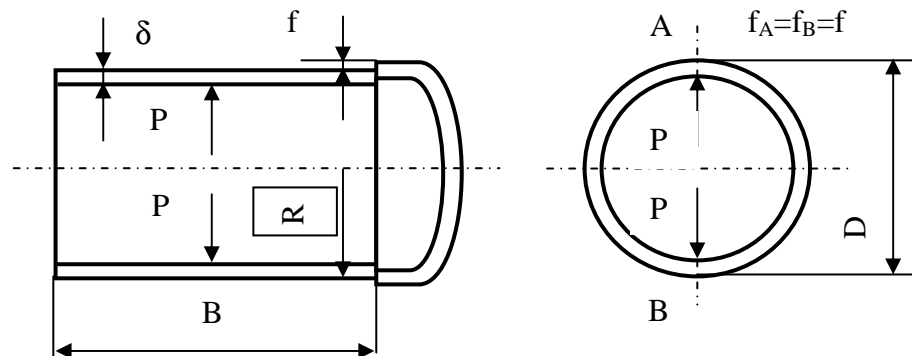


Рис. 4.13. Схема розрахунку сили суміщення кромки обичайки та днищ

У залежності від величини неспівпадання кромки f , необхідну силу вигину P обичайки при складанні кільцевих стиків визначають з відомої формули

$$f = \frac{Pr^3}{EI} \left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi} \right),$$

звідки, підставивши значення $I = B\delta^3/12$ та $r = D/2$, визначимо необхідну

для вигинання обичайки силу

$$P = \frac{fEB\delta^3}{D^3 \left(\frac{3\pi}{16} - \frac{3}{2\pi} \right)}$$

Для забезпечення співвісності та суміщення торцевих кромek циліндричних обичайок та труб при складанні кільцевих стиків застосовують зовнішні та внутрішні центратори.

Зовнішній центратор являє собою замкнутий ланцюг з шарнірно з'єднаних ланок, які мають опорні ролики. Сила натягу такого ланцюга, зазвичай, створюється гвинтовим механізмом. При натягуванні ланцюга його опорні ролики утворюють рівномірне розподілене навантаження торцевих кромek обичайок або труб (рис. 4.14).

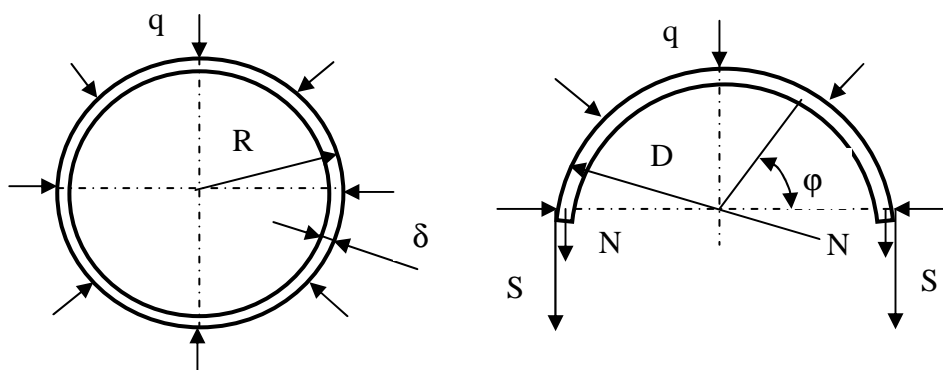


Рис. 4.14. Розрахункова схема навантаження обичайки зовнішнім центра тором

В обичайках, що знаходяться під дією радіального рівномірно розподіленого навантаження, виникають тільки напруження стиску від поздовжньої сили

$N = q/R$. При досягненні навантаженням критичного значення може виникнути втрата стійкості і обичайка або труба займе деяку вигнуту форму, яка при $q = q_{кр}$ буде новою формою рівноваги. Тому при розрахунку сил, що виникають від зовнішнього центратора, розраховують величину критичного навантаження.

Критичне навантаження визначають за наступними формулами [40]:

$$q_{кр} = \frac{3EI}{R^3} \text{ - для коротких обичайок та труб;}$$

$$q_{кр} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \frac{\delta}{12} \text{ - для довгих обичайок та труб.}$$

Таким чином, радіальне рівномірно розподілене навантаження q залежить від сили стягування ланцюга $2S$, тобто

$$q = \frac{2S}{D}$$

Гвинтовий або інший механізм повинен забезпечувати відповідну силу стягування ланцюга зовнішнього центратора $Q = 2S$.

Внутрішні центратори, так звані розсувні оправки, застосовують для складання і зварювання тонкостінних обичайок, коли виникає можливість скласти весь кільцевий стик без попереднього скріплення кромки за допомогою прихваток. Вони використовуються також для калібровки обичайок, що передбачає надання їй правильної геометричної форми (рис.4.15).

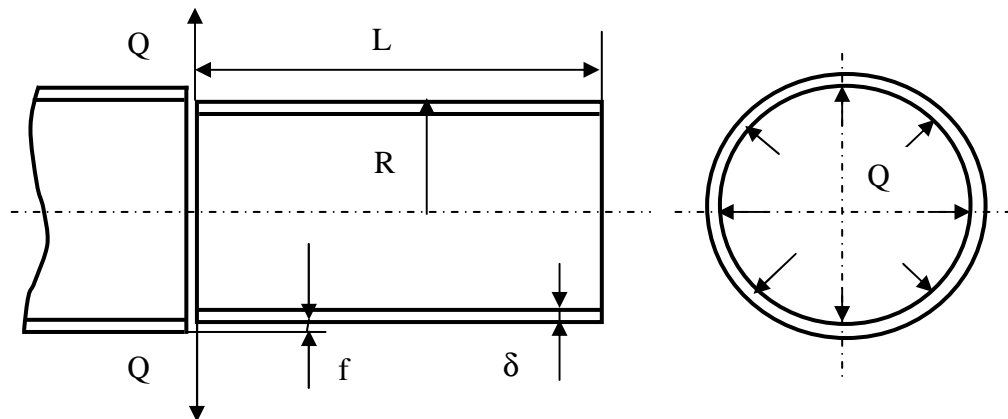


Рис. 4.15. Розрахункова схема вигину кромки обичайки внутрішнім центратором

Рівномірно розподілене кільцеве навантаження радіальними поперечними силами Q вигинає торець обичайки на величину прогину f [39]

$$f = -\frac{2Q\beta R^2 (Ch2\alpha + Cos2\alpha)}{E\delta(Sh2\alpha + Sin2\alpha)}$$

Звідси пошукуване навантаження кромки оболонки внутрішнім центратором

$$Q = -\frac{fE\delta(Sh2\alpha + Sin2\alpha)}{2\beta R^2 (Ch2\alpha + Cos2\alpha)}$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{E\delta}{4R^2D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2\delta^2}}$; $\alpha = \frac{\beta L}{2}$;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}$ - циліндрична жорсткість обичайки.

4.6. РОЗРАХУНОК СИЛ АКТИВНОГО РОЗТЯГУ ЗВАРЮВАНИХ ЗАГОТОВОК

Для попередження залишкових деформацій використовується метод активних сил [27,36], який передбачає створення пружних напружень

розтягу у зварюваних заготовках у межах очікуваної зони пластичних деформацій скорочення $2b_n$. Пружні напруження розтягу, які діють в області нагрітого до високих температур металу, сприяють утворенню пластичних деформацій подовження, зворотним зварювальним. Це призводить до зменшення залишкових деформацій та напружень в зварному з'єднанні. Звісно, що ступінь зменшення залишкових деформацій та напружень буде залежати від пружних напружень активного розтягу заготовок.

Технічна реалізація попереднього розтягу може бути досягнута за рахунок пристроїв які забезпечили б необхідну схему передачі зусилля та фіксацію зварюваних кромek в затискних пристроях. Для цього пристрої повинні мати достатню жорсткість та забезпечувати необхідні зусилля попереднього розтягу до зварювання, в процесі зварювання та під час наступного охолодження звареного виробу.

Оскільки попередні напруження розтягу створюються в межах очікуваної зони пластичних деформацій, то необхідно визначити її ширину в залежності від режимів зварювання та теплофізичних і механічних характеристик матеріалу. Нехтуючи утратами тепла на поверхневу тепловіддачу, з достатньою для інженерних розрахунків точністю ширину зони пластичних деформацій $2b_n$ можна визначити за формулою [27,36]

$$b_n = \frac{h}{1 + \frac{\sigma_T h c \gamma}{0,484 q_0 \alpha E}}, \quad (4.26)$$

де b_n – напівширина зони пластичних деформацій, см;

α - коефіцієнт термічного подовження, $1/^\circ\text{C}$;

$c\gamma$ - об'ємна теплоємність, $\frac{\text{Дж}}{\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$;

$q = IU\eta$ - ефективна потужність джерела нагрівання, Вт;

$q_0 = q/V\delta_0$ - питома енергія нагрівання при зварюванні, $\text{Дж}/\text{см}^2$;

δ_0 - приведена товщина зварюваних заготовок, см;

V – швидкість зварювання, см/с;

I – сила струму зварювання, А;

U – напруга зварювальної дуги, В;

η - ККД дуги;

E – модуль пружності, МПа;

σ_T – границя текучості матеріалу, МПа;

h – ширина листа (заготовки), см.

Якщо ширина листа $B > 30$ см або $b_n/B \leq 0,1$ то в розрахунках ширина листа (заготовки) приймається $h=30$ см [25]. Необхідні дані про

теплофізичні та механічні властивості деяких маловуглецевих та низьколегованих сталей, алюмінієвих та титанових сплавів наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Теплофізичні та механічні властивості сплавів

Матеріал	σ_T , МПа	Е, МПа	α , $1/^\circ\text{C}$	$c\gamma$, Дж/см ³ ·°С
Ст.3	250	2,1·10 ⁵	12·10 ⁻⁶	5,2
09Г2С	350			
10ХСНД	400			
Алг6М	180	0,71·10 ⁵	24·10 ⁻⁶	2,7
АД31Т1	200			
АД33Т1	270			
Д20Т1	300			
В92Т1	300	1,1·10 ⁵	8,2·10 ⁻⁶	2,3
ВТ1-0	710			
ОТ4	1220			
АТ3	1060			
АТ6	1030			

Розглянемо методи розрахунку сил попереднього навантаження заготовок при виготовленні зварних полотнищ та зварних оболонкових конструкцій.

4.6.1. Сили попереднього навантаження листових заготовок

Перед зварюванням листові заготовки підлягають розтягу осьовою силою P в межах очікуваної зони пластичних деформацій $2b_n$ (рис. 4.16). При цьому в кромках листа виникнуть поздовжні напруження розтягу від позacentрового навантаження [27,41], тобто підсумкові напруження від зосередженої сили P та від моменту $M = PB/2$

$$\sigma_x(y) = \frac{4P}{(x^2 + y^2)^2} \frac{(\pi x + 2y)}{(\pi^2 - 4)\delta} x^2 + \frac{6P}{B^2 \delta} (B/2 - y) . \quad (4.27)$$

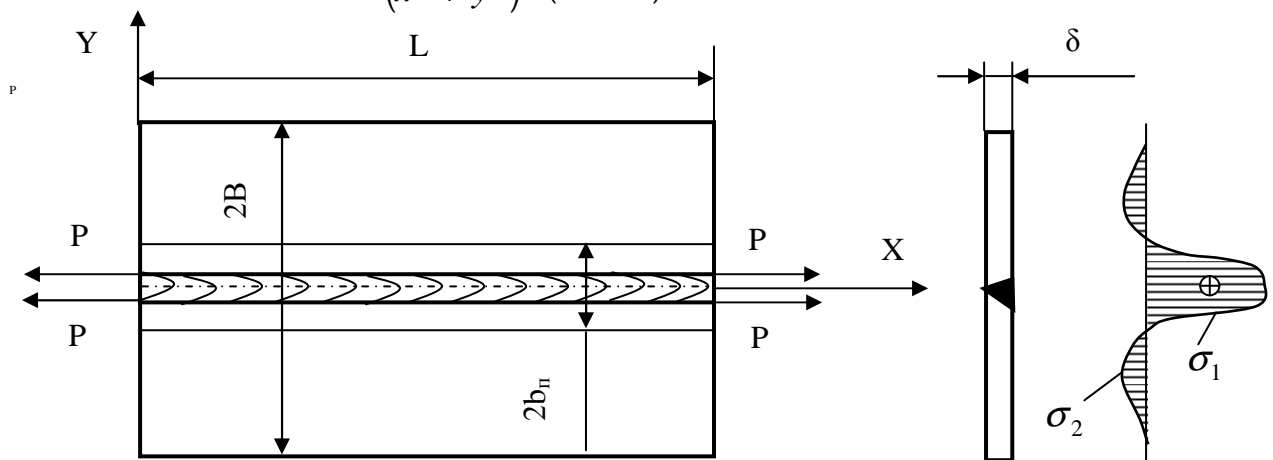


Рис.4.16. Схема попереднього розтягу листів

Під час зварювання ці напруження зменшуються до нульових значень, а після повного охолодження зварного з'єднання вони досягнуть значень границі текучості металу. Після вивільнення зварного з'єднання від попереднього навантаження в пластичній зоні $2b_n$ залишаються напруження [27]

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_T 2b_n - 2 \int_0^{b_n} \sigma_x dy}{2b_n}. \quad (4.28)$$

Виходячи з умови рівноваги внутрішніх зусиль, напруження σ_0 перерозподіляться в поперечному перерізі зварного з'єднання

$$\sigma_1 2b_n \delta = \sigma_2 (2B - 2b_n) \delta.$$

З урахуванням, що $\sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_0$ одержимо:

$$\sigma_1 = [\sigma_0 (B - b_n)] / B \quad \text{звідки} \quad \sigma_0 = \sigma_1 B / (B - b_n); \quad (4.29)$$

$$\sigma_2 = (\sigma_0 b_n) / B \quad \text{звідки} \quad \sigma_0 = \sigma_2 B / b_n, \quad (4.30)$$

де $\sigma_1 = \sigma_{xp}$ – поздовжні залишкові напруження розтягу;

$\sigma_2 = \sigma_{xc}$ – поздовжні залишкові напруження стиску.

З рівнянь (4.29) та (4.30) можна зробити висновок про те, що ефективність зменшення залишкових напружень і деформацій залежить від величини попередніх поздовжніх напружень розтягу, які створюються силою P .

Шляхом сумісного вирішення рівнянь (4.27) та (4.28) визначаємо силу попереднього розтягу листів

$$P = \frac{2\sigma_T b_n - 2\sigma_0 b_n}{2 \left\{ \frac{4}{\delta(\pi^2 - 4)} \left[\frac{\pi b_n x - 2x^2}{2(x^2 + b_n^2)} + \frac{\pi}{2} \operatorname{arctg} \frac{b_n}{x} + 1 \right] + \frac{3b_n}{\delta B} \left(1 - \frac{b_n}{B} \right) \right\}}. \quad (4.31)$$

Підставляючи значення залишкових напружень σ_0 для серединного перерізу зварного з'єднання $x = L/2$ у формулу (4.31), розраховують силу розтягу та відповідні силові вузли складально-зварювальної оснастки для зварювання з попереднім навантаженням. Очевидно, найменших залишкових деформацій у вигляді поздовжнього скорочення та місцевих випуклин, що виникають в результаті втрати стійкості, можна досягти тоді, коли залишкові напруження в серединному перерізі зварного з'єднання будуть $\sigma_0 = 0$.

4.6.2. Розрахунок сил розтягу кільцевих стиків циліндричних обичайок

При зварюванні стикових кільцевих швів циліндричних обичайок виникають місцеві залишкові деформації у вигляді зменшення діаметра

оболонки у зоні зварного шва (рис. 4.17). Прогин оболонки залежить від залишкових окружних напружень розтягу σ_θ , які розподіляються в зоні пластичних деформацій $2b_n$.

Окружні напруження розтягу навантажують оболонку в зоні пластичних деформацій рівномірно розподіленими силами інтенсивністю q на довжині l . Прогин в точці А від навантаження q , розподіленого на довжині l може бути визначеним з рівняння [11, 39]

$$w_A = \frac{qR^2}{2E\delta} (2 - e^{-\beta d} \cos \beta d - e^{-\beta c} \cos \beta c).$$

Звідси максимальний прогин оболонки в зоні зварного шва при $x = c = d$

$$w = \frac{qR^2}{E\delta} (1 - e^{-\beta x} \cos \beta x). \quad (4.32)$$

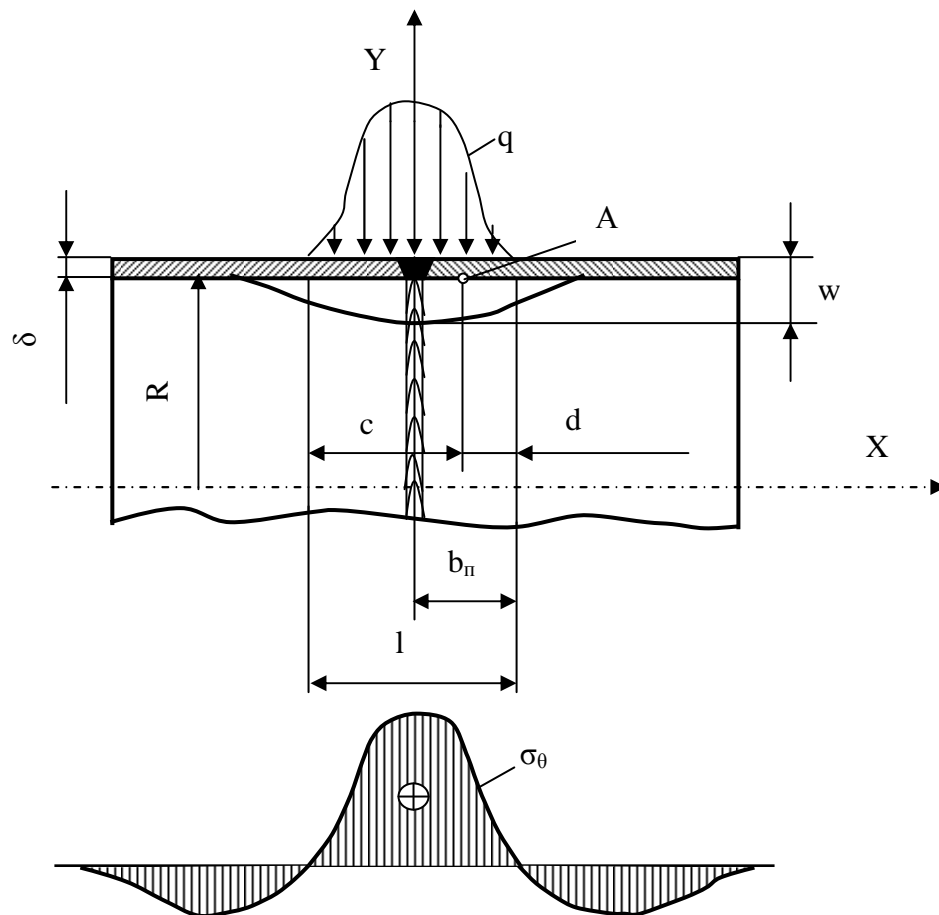


Рис. 4.17. *Переміщення в зоні зварного шва циліндричної оболонки*

Очевидно, що величину прогину w оболонки в зоні пластичних деформацій $2b_n$ можна зменшити або позбавитись від нього взагалі шляхом зменшення окружних залишкових напружень розтягу σ_θ . Для зменшення окружних залишкових напружень необхідно перед

зварюванням кільцевого шва створити в оболонці окружні напруження розтягу σ_θ^n в межах очікуваної зони пластичних деформацій $2b_n$. Окружні напруження розтягу σ_θ^n створюються розтискним кільцем 2 (рис.4.18) на якому складається кільцевий стик заготовок 1 та 3 циліндричної обичайки.

Помноживши рівняння прогину оболонки (4.32) на модуль пружності E і поділивши на радіус оболонки R знайдемо окружні напруження розтягу від розподіленого радіального навантаження, яке виникає завдяки розтискному кільцю

$$\sigma_\theta^n = \frac{qR}{\delta} (1 - e^{-\beta x} \cos \beta x). \quad (4.33)$$

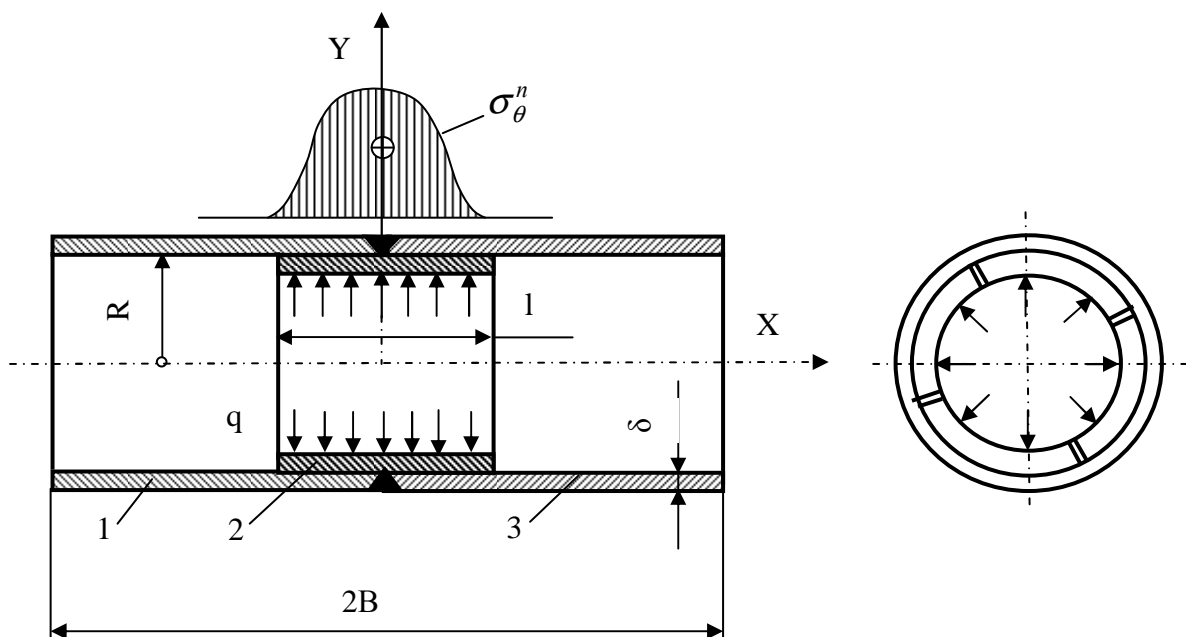


Рис. 4.18. Схема навантаження зварюваних циліндричних заготовок розтискним кільцем

Після зварювання кільцевого шва та наступного охолодження зусилля розтискного кільця знімається і в зварному з'єднанні, як було показано в (4.28), залишаються напруження

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_T 2b_n - 2 \int_0^{b_n} \sigma_\theta^n dx}{2b_n}. \quad (4.34)$$

Оскільки характер розподілу окружних залишкових напружень аналогічний тому, що має місце в зварних з'єднаннях листів, то на основі виразу (4.29) можна прийняти $\sigma_1 = \sigma_\theta$. У зв'язку з цим попередні окружні напруження розтягу визначають за формулою

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_\theta B}{(B - b_n)},$$

де B - довжина циліндричної оболонки.

Прийнявши напівширину розтискного кільця $x = l/2 = 2b_n$, шляхом сумісного вирішення рівнянь (4.33) та (4.34) знаходимо зусилля розтискного кільця

$$q = \frac{2\delta\beta b_n (\sigma_T - \sigma_0)}{R (2\beta b_n + e^{-\beta b_n} \cos \beta b_n - e^{-\beta b_n} \sin \beta b_n) - 1}, \quad (4.35)$$

де q - рівномірно розподілене розтискне зусилля, Н/м;

R - радіус оболонки, м;

δ – товщина оболонки, м;

b_n - напівширина зони пластичних деформацій, м;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{E\delta}{4R^2 D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 \delta^2}};$$

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)} - \text{циліндрична жорсткість оболонки, Н·м;}$$

E - модуль пружності, МПа;

ν – коефіцієнт Пуассона.

4.6.3. Розрахунок сил попереднього розтягу циліндричних обичайок при зварюванні поздовжніх швів

Відомо [26,42], що зварювання поздовжніх швів циліндричних обичайок супроводжується утворенням залишкових деформацій у вигляді прогину твірної та зміною кривизни поперечного перерізу (рис.4.19). В окремих випадках залишкові деформації перевищують допустимі і створюють значні технологічні труднощі при наступному складанні обичайок для зварювання кільцевих швів.

Способи попередження зварювальних деформацій, що застосовуються у зварювальному виробництві, засновані на повному попередньому розтязі виробу при якому поздовжні напруження розтягу рівномірно розподіляються в усьому поперечному перерізі [36]. Але при зварюванні поздовжніх швів циліндричних обичайок такий попередній розтяг досить важко реалізувати в умовах виробництва через необхідність застосування оснастки зі складними пристроями затиску торців та потужних силових приводів. Більш доступним є спосіб, який передбачає локальне попереднє навантаження обичайки при якому виникають поздовжні напруження розтягу в межах очікуваної зони пластичних деформацій.

Розглянемо розтяг тонкостінної незамкненої циліндричної обичайки силами пружного розтягу P , одночасно прикладеними до її торців $X=\pm L/2$ в зоні двох поздовжніх кромek (рис. 4.19). Задача зводиться до визначення сили P , котру необхідно прикласти до торців обичайки в зоні поздовжнього розрізу, щоб в середньому перерізі $X=0$ напруження σ_x досягали відповідних значень, наприклад, $\sigma_x = (0,6 \dots 0,8)\sigma_T$. Вирішення цієї задачі неможливо здійснити елементарними методами опору матеріалів. Деформування оболонки супроводжується викривлюванням первісно плоских поперечних перерізів. Тому принцип плоских перерізів тут непридатний і необхідно вдаватися до методів визначення напружено-деформованого стану за теорією тонкостінних пружних стрижнів [12].

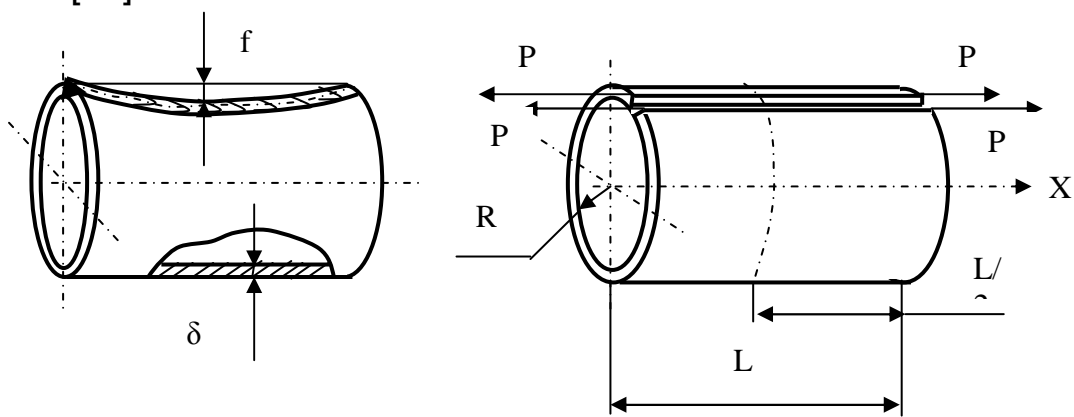


Рис. 4.19. Залишкові деформації та схема попереднього розтягу циліндричної обичайки

Відповідно до теорії тонкостінних стрижнів нормальні напруження в поперечних перерізах обичайки дорівнюють сумі напружень від поздовжньої сили, згинальних моментів та від стисненого кручення. Попередні напруження розтягу поздовжніх кромek в середньому перерізі обичайки $X=0$ визначають за формулою [23]

$$\sigma_x = \frac{3P}{2\pi R \delta} \left(1 + \frac{\pi^2}{(\pi^2 - 6)ch \frac{\alpha L}{2}} \right).$$

Вирішуючи одержаний вираз відносно P , одержимо формулу для визначення сили попереднього розтягу поздовжніх кромek обичайки

$$P = \frac{2\sigma_x \pi R \delta}{3 \left(1 + \frac{\pi^2}{(\pi^2 - 6)ch \frac{\alpha L}{2}} \right)},$$

де σ_x - необхідна величина напружень попереднього розтягу, МПа;

$L/2$ – напівдовжина обичайки, м;

R – радіус обичайки, м;

δ - товщина обичайки, м;

$$\alpha = \frac{\delta}{R^2} \sqrt{\frac{1}{2(1+\nu)(\pi^2 - 6)}} \quad - \quad \text{згинально-крутильна характеристика}$$

стрижня;

ν - коефіцієнт Пуассона.

4.6.4. Розрахунок сил попереднього навантаження пологої сферичної оболонки при вварюванні фланців

При вварюванні фланців круговими швами в пологій сферичній оболонці спотворюється геометрична форма виробу - просідає фланець та прилегла до нього область оболонки в напрямку до центра сфери [11,19,20,27,36]. Такі переміщення виникають через поздовжню та поперечну усадку метала. В зоні пластичних деформацій $2b_n$ виникають залишкові тангенціальні σ_t та радіальні σ_r напруження розтягу.

Застосовуючи попередній розтяг кромки отвору для фланця, можна значно зменшити залишкові деформації зварного виробу. З урахуванням взаємного зв'язку тангенціальних і радіальних напружень та переважного впливу тангенціального скорочення зварного шва на переміщення фланця, необхідне пружне деформування оболонки можна визначити, виходячи з величини попередніх напружень розтягу кромки отвору. У цьому випадку для створення тангенціальних напружень розтягу доцільно застосувати пружний вигин кромки отвору оболонки в сторону, протилежну просіданню фланця (рис.4.20).

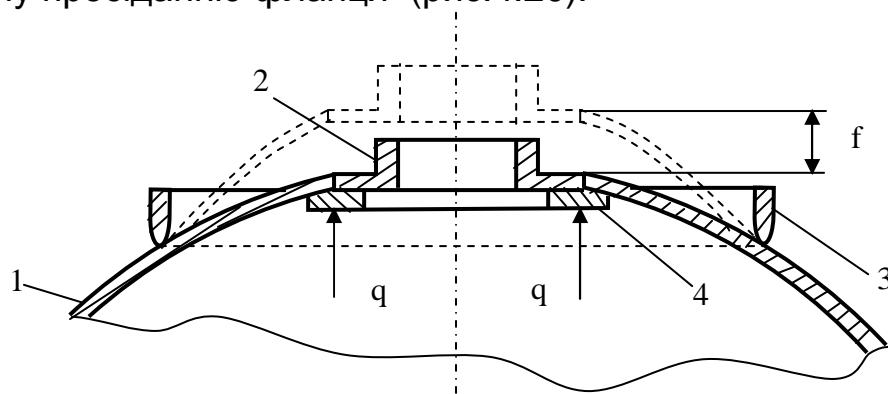


Рис. 4.20. Схема пружного вигину сферичної оболонки

Сферична оболонка 1 кромками отвору та фланця 2 встановлюються на підкладне кільце 4, яке відносно опорного кільця 3 навантажує кромку отвору оболонки рівномірно розподіленими силами q . Виникає, таким чином, пружний вигин f оболонки, що призводить до виникнення пружних

тангенціальних напружень розтягу σ_t кромки отвору. Після зварювання кругового шва попереднє навантаження знімається.

Для визначення навантаження q , що сприяє виникненню попередніх окружних напружень розтягу σ_t^n , використовуємо теорію згинання пластин та оболонок [9,19]. У зв'язку з незначною кривизною пологу оболонку можна уявити як круглу пластину з отвором в центрі та використати розрахункову схему навантаження надану на рис. 4.21.

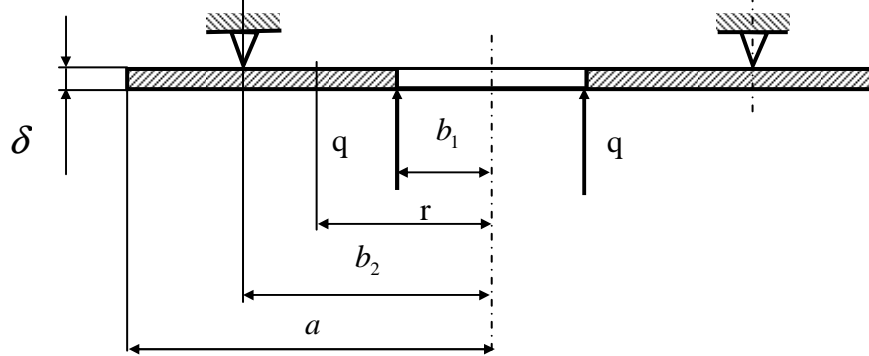


Рис.4.21. Розрахункова схема пружного вигину полової оболонки

Від рівномірно розподіленого навантаження інтенсивністю q кромки отвору в пластині виникають попередні тангенціальні напруження

$$\sigma_t^n = 6M_t / \delta^2. \quad (4.36)$$

Інтенсивність згинального моменту M_t (Нм/м) визначається за формулою:

$$M_t = \frac{qa\alpha\beta^2}{4(1-\beta^2)} \left\{ 2(1+\nu) \left[\frac{1}{\beta^2} \ln \frac{\alpha}{\rho} + \ln \frac{\rho}{\beta} + \frac{1}{\rho^2} \ln \frac{\alpha}{\beta} \right] + \right. \\ \left. + (1-\nu) \left[2 \left(\frac{1}{\beta^2} - 1 \right) - (1-\alpha^2) \left(\frac{1}{\beta^2} + \frac{1}{\rho^2} \right) \right] \right\}. \quad (4.37)$$

Сумісне вирішення рівнянь (4.36) та (4.37) дає можливість визначити величину попереднього рівномірно розподіленого навантаження

$$q = \frac{2\sigma_t^n \delta^2 (1-\beta^2)}{3a\alpha\beta^2} \left\{ 2(1+\nu) \left[\frac{1}{\beta^2} \ln \frac{\alpha}{\rho} + \ln \frac{\rho}{\beta} + \frac{1}{\rho^2} \ln \frac{\alpha}{\beta} \right] + \right. \\ \left. + (1-\nu) \left[2 \left(\frac{1}{\beta^2} - 1 \right) - (1-\alpha^2) \left(\frac{1}{\beta^2} + \frac{1}{\rho^2} \right) \right] \right\}^{-1}, \quad (4.38)$$

де q – рівномірно розподілене навантаження, Н/м;

δ - товщина пластини, м;

σ_t^n - тангенціальні напруження від попереднього навантаження, МПа;

$\alpha = b_2 / a$;

$$\beta = b_1 / a;$$

$$\rho = r / a;$$

a - радіус зовнішнього контуру пластини, м;

b_1 - радіус отвору, м;

b_2 - радіус опорного контуру (опорного кільця), м;

r - поточний радіус, м.

Досвід виробництва зварних конструкцій свідчить, що при зварюванні пластин без попереднього навантаження залишкові напруження в зоні зварного шва знаходяться в межах від $0,8\sigma_T$ до σ_T , де σ_T нормативна границя текучості металу. Очевидно, для визначення величини попереднього навантаження у формулу (4.38) необхідно підставити значення попередніх тангенціальних напружень розтягу $\sigma_t^n = 0,8\sigma_T \dots \sigma_T$.

При цьому переміщення f кромки отвору дорівнює

$$f = \frac{qa^3\alpha\beta^2}{4D(1-\beta^2)} \left\{ (\rho^2 + \alpha^2 - 1) \ln \frac{\rho}{\beta} + \frac{\rho^2}{\beta^2} \ln \frac{\alpha}{\rho} + \left[\frac{2(1+\nu)}{1-\nu} \ln \frac{\rho}{\beta} - 1 \right] \ln \frac{\alpha}{\beta} + \left(\frac{\rho^2}{\beta^2} - 1 \right) \left[\frac{1-\nu}{2(1+\nu)} \alpha^2 - \frac{3+\nu}{2(1+\nu)} \beta^2 + 1 \right] \right\},$$

де D - циліндрична жорсткість, Нм;

$$D = E\delta^3 / 12(1-\nu^2);$$

δ - товщина пластини, м;

E - модуль пружності, МПа;

ν - коефіцієнт Пуассона.

Для практичних розрахунків приймають наступні значення коефіцієнта Пуассона: 0,28-для сталі; 0,31- для титанових сплавів; 0,33- для алюмінієвих сплавів.

Насамкінець, необхідно визначити зусилля, яке може бути досягнуте силовим приводом складально-зварювальної оснастки для зварювання кругових швів з попереднім навантаженням. У якості силових приводів використовуються пневматичні або гідравлічні циліндри. Зусилля на штоці таких силових приводів визначається за формулою:

$$P = 2\pi a q,$$

де a - радіус отвору у пологій сферичній оболонці, м;

q - рівномірно розподілене навантаження по контуру отвору, Н/м;

P - зусилля силового приводу, Н.

Додатково по п.4 дивись [9,11,12,19,20,23,26,27,36,40-42].

5. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКЛАДАЛЬНО- ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

У загальному випадку складально-зварювальний пристрій складається з несучих елементів (корпус, каркас, рама, плита та ін.), фіксуючих (установочних) елементів, притискачів, поворотних пристроїв та допоміжних деталей і вузлів.

5.1. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ВИМОГИ ДО НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ОСНАСТКИ

Несучі елементи являють собою опорні конструкції оснастки, які призначені для закріплення на них упорів та притискачів, а також для сприйняття ваги виробу та сил, які виникають в процесі складання і зварювання.

Опорні конструкції оснастки повинні мати достатню міцність, жорсткість, а також повинні бути компактними, незначної ваги та технологічними. У зв'язку з широкою конструктивною різноманітністю їх дуже важко стандартизувати.

Для крупногабаритних пристроїв доцільно використовувати зварні опорні елементи з сортового профільного матеріалу та зі сталевих листів завтовшки 10-20 мм.

Корпуси поворотних пристроїв повинні мати полиці або фланці з отворами для закріплення до планшайб обертачів, позиціонерів та кантувачів.

У стаціонарних пристроях передбачуються відкриті пази або отвори для закріплення до фундаменту або рами технологічного устаткування.

Корпуси та опорні елементи стаціонарних поворотних, неповоротних та переносних пристроїв виготовляють у вигляді зварних балок, ферм і, як правило, виготовляють із сталі Ст.3. В деяких випадках, наприклад, в опорних конструкціях використовуються складальні плити з Т-подібними пазами.

Для забезпечення достатньої жорсткості несучих елементів допустимий прогин двохопорної балки повинен бути [4,5,38]

$$f \leq \frac{1}{500} L,$$

де L - відстань між опорами.

Для несучих конструкцій у вигляді каркасів та ферм гнучкість в стиснутих елементах повинна бути

$$\lambda = \frac{l}{r} \leq 200,$$

де l – довжина стиснутого елемента;
 r – найменший радіус інерції поперечного перерізу елемента;

$$r = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}};$$

I_{\min} – найменша величина моменту інерції поперечного перерізу;
 F – площа поперечного перерізу.

5.2. РОЗРАХУНОК КАРКАСІВ ДЛЯ ПРИСТРОЇВ

Методика розрахунку складальних пристроїв на міцність та жорсткість базується на загальних принципах технічної механіки з урахуванням специфічних умов роботи пристроїв.

Каркаси для пристроїв – це багатократно статично невизначена система, тому виконати їх точний розрахунок не вдається і доводиться користуватись наближеними методами розрахунку.

Метою розрахунку пристроїв на жорсткість є вибір таких перерізів і розмірів елементів каркаса, при котрих їх максимальні деформації від прикладених навантажень не перевищували б значень, які визначені технічними умовами на виріб.

Вибір поперечних перерізів балок та колон з урахуванням необхідної жорсткості цих елементів цілком забезпечує їх міцність. Тому на міцність каркаси пристроїв, як правило, не розраховують.

Послідовність розрахунку на жорсткість:

- а) визначають навантаження, які викликають деформації пристрою;
 - б) розчленовують складний каркас на окремі двохопорні балки з шарнірним закріпленням та колони, котрі несуть частину загального навантаження;
 - в) виконують розрахунок на жорсткість елементів пристрою: для балок визначають необхідний момент інерції / поперечного перерізу, котрому відповідає задана технічними умовами максимальна деформація f ;
- для
- колон розрахунок зводиться до визначення вертикальних переміщень кронштейнів внаслідок згинання колони;
 - г) після порівняння одержаних результатів розрахунку переміщень з допустимими, остаточно визначають розміри каркаса.

5.3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ ОПОРНИХ БАЛОК КОНДУКТОРІВ

Розглянемо дві схеми навантаження поворотної опорної балки кондуктора-контурвача, які залежать від положення кондуктора та від

стадії зварювання виробу. Звісно, що це навантаження буде різним для кожного з двох робочих положень кантувача [2].

Перша розрахункова схема (рис. 5.1,а) відповідає положенню кондуктора перед зварюванням першого шва, коли опорна поворотна балка навантажена силами притиску верхніх притискачів, власною вагою та вагою заготовок складеного для зварювання виробу. У цьому випадку в складеному і затиснутому для зварювання виробі відсутні залишкові зварювальні напруження та усадочні сили.

Друга схема навантаження (рис. 5.1,б) відповідає положенню кондуктора-кантувача після зварювання обох поясних швів тавра. У цьому випадку опорна поворотна балка додатково навантажена реактивними силами від нижніх кліщових притискачів, які прагнуть вигнути опорну балку доверху у зворотному напрямку.

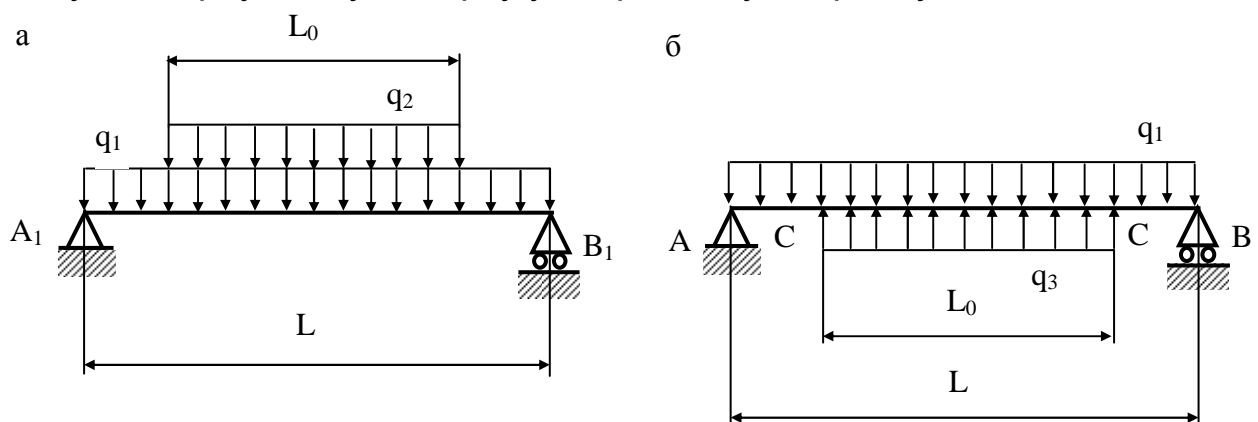


Рис. 5.1. Схема навантаження опорної балки кондуктора-кантувача: а- при складанні виробу; б- після зварювання виробу;

а) При складанні балки.

Згинальний момент від рівномірно розподіленого навантаження

$$M_1 = \frac{q_1 L^2}{8} + \frac{q_2 L_0}{8} (2L - L_0),$$

де q_1 – розподілене навантаження від ваги опорної балки та виробу, Н/м;
 q_2 - розподілене навантаження від сили притиску верхніх притискачів, Н/м.

Реакції опор поворотної балки, що впливають на розрахунок цапф і підшипників кондуктора-кантувача

$$A_1 = B_1 = \frac{1}{2} (Lq_1 + L_0q_2).$$

Напруження від згинального моменту

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W} \leq [\sigma],$$

де W - момент опору поперечного перерізу опорної балки, м³;

$[\sigma]$ - допускні напруження для матеріалу балки, МПа.

Прогин балки

$$f_1 = \frac{5}{384} \frac{(q_1 + q_2)L_0^4}{E(I + I_{cm} + I_n)},$$

де I , I_{cm} , I_n - відповідно моменти інерції поперечного перерізу опорної балки, стінки та полиці балки, що складається, м⁴.

б) Після зварювання балки.

Після зварювання балки виникає реакція притискачів, яка визначається

$$q_3 = -q_0 + q_4,$$

де q_0 - реакція від кліщових притискачів, Н/м;

q_4 - розподілене навантаження від ваги зварюваної балки, Н/м.

Реакція на кінцях зварюваної балки

$$C = \frac{q_3 L_0}{2}.$$

Згинальний момент від розподілених навантажень q_1 та q_3

$$M_2 = \frac{q_1 L^2}{8} - \frac{q_3 L_0}{8} (2L - L_0) + C \frac{L - L_0}{2}.$$

Напруження від згинального моменту M_2

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W} \leq [\sigma].$$

Прогин балки

$$f_2 = \frac{5}{384} \frac{(q_1 - q_3)L_0^4}{E(I + I_6)},$$

де I_6 - момент інерції поперечного перерізу звареної балки, м⁴.

Допустимий прогин опорної балки кондуктора буде залежати від допусків на залишковий прогин виробу, що зварюється. Якщо допустимий технічними умовами залишковий прогин зварюваної балки складає

$$f_{\text{дон}} \leq \frac{1}{1000} L,$$

то прогин в межах пружності опорної балки кондуктора не повинен перевищувати значень

$$f_{\text{max}} \leq \frac{1}{2000} L.$$

Таким чином, необхідно щоб відносний прогин відповідав вимозі

$$\frac{f_{\text{max}}}{L} \leq \frac{f_{\text{дон}}}{L}.$$

Жорсткість базової конструкції стенда або кондуктора повинна бути більшою від жорсткості зварюваного виробу. В іншому випадку зварюваний виріб одержить додаткові залишкові деформації. Допустимий прогин балки кондуктора визначається в залежності від допусків на залишковий прогин виробу і повинен бути меншим від цієї величини.

5.4. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ ВЕРХНЬОЇ ОПОРНОЇ БАЛКИ СТЕНДА

Верхня балка є не тільки опорою для клавішних притискачів, але і для улаштування рейкових напрямних для зварювальних автоматів. У зв'язку з цим її розраховують на міцність та жорсткість, щоб пружна деформація балки не перевищувала допустимої величини, обумовленої необхідною точністю положення електрода відносно лінії шва [2]. Розрахункова схема верхньої опорної балки притискного пристрою стенда показана на рис.5.2.

Згинання балки виникає від дії рівномірно розподіленого навантаження

$$q = q_0 - p ,$$

де q_0 – розподілене навантаження від власної ваги балки, Н/м;

p - розподілена сила клавішних притискачів, Н/м.

Найбільший згинальний момент буде посередині прольоту балки

$$M_3 = \frac{qL^2}{8} .$$

Максимальні напруження від згинального моменту

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W} \leq [\sigma] .$$

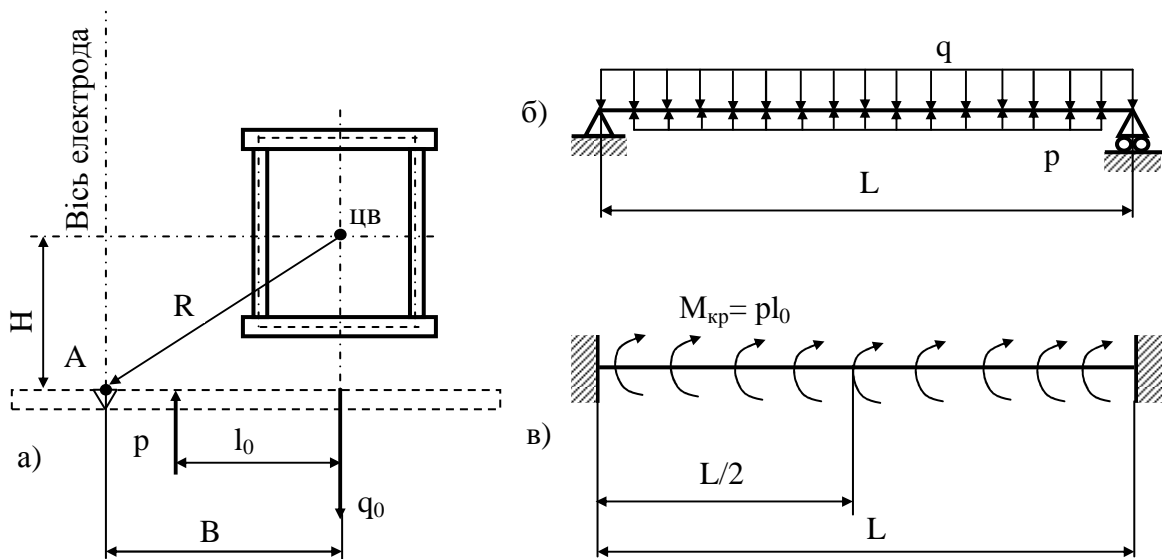


Рис. 5.2. Схема навантаження верхньої опорної балки: а-схема сил в поперечному перерізі балки; б- згинання балки; в- кручення балки.

Максимальний прогин балки посередині прольоту

$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI}.$$

У той же час балка працює на кручення від дії позацентрового навантаження на клавіші. Найбільший крутний момент діє не посередині прольоту балки, а на її кінцях і не суміщується з дією найбільшого згинального моменту. У середньому перерізі балки крутний момент дорівнює нулю. У зв'язку з цим вплив кручення на міцність балки є незначним, але не можна нехтувати крученням при розрахунках на жорсткість. Найбільший кут закруту буде посередині балки, де виникає максимальний прогин від згинального моменту. Тобто, посередині балки виникає підсумковий прогин від закруту та згинання.

Балка навантажена крутним моментом, рівномірно розподіленим по всій довжині

$$m_{кр} = pl_0,$$

де l_0 - поперечне плече сили відносно центра ваги балки.

З умови симетрії балки та симетрії навантаження крутним моментом можна розглянути балку завдовжки L як еквівалентну консольну балку прольотом $0,5L$, навантажену тим же моментом.

Найбільший крутний момент діє в защемленні балки

$$M_{кр} = m_{кр} \frac{L}{2} = \frac{pl_0L}{2}.$$

Найбільші дотичні напруження від кручення будуть на опорі

$$\tau = \frac{pl_0L}{4F\delta} \leq [\tau],$$

де F - площа, що обмежена середньою лінією;

δ - товщина стінки балки.

Підсумковий кут закруту знаходять, як суму елементарних кутів закруту. Значення кута закруту балки посередині прольоту визначається за формулою

$$\alpha = \frac{pl_0sL^2}{32F^2G\delta},$$

де s - довжина середньої лінії поперечного перерізу балки;

α - кут закруту балки, рад.;

G - модуль зсуву, МПа;

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}.$$

Переміщення точки А під дією кручення проходить по дузі радіусом R і визначається

$$j = R\alpha.$$

Вертикальну j_B та горизонтальну j_r складові переміщення балки від кручення визначають за формулами

$$j_B = H\alpha, \quad j_r = B\alpha,$$

де H, B – відповідно, відстані від центра ваги балки до осі зварного шва та до осі електрода.

Підсумкове вертикальне переміщення електродного мундштука уверх та відповідне збільшення вильоту електрода

$$h_B = f + j_B.$$

Горизонтальне зміщення електрода від осі зварного шва

$$h_r = j_r.$$

5.5. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ НИЖНЬОЇ ОПОРНОЇ БАЛКИ СТЕНДА

Навантаженням нижньої опорної балки є власна вага балки q_0 , вага заготовок q_1 та погонна сила від двох рядів клавішних притискачів $2p$ (рис. 5.3).

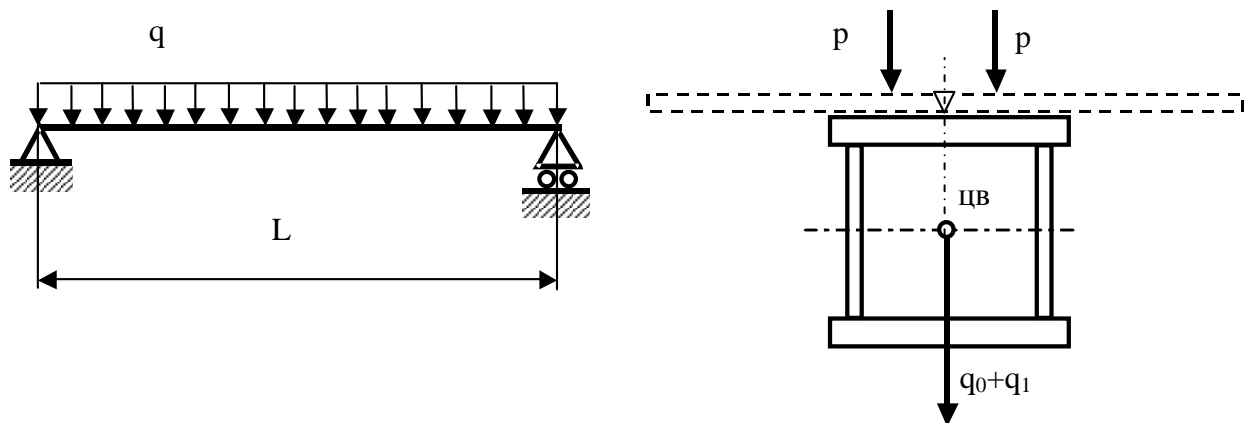


Рис. 5.3. Розрахункова схема нижньої опорної балки стенда.

Балка згинається від дії рівномірно розподіленого навантаження

$$q = 2p + q_0 + q_1.$$

Найбільший згинальний момент буде посередині прольоту балки L

$$M_3 = \frac{qL^2}{8} = \frac{(2p + q_0 + q_1)L^2}{8}.$$

Максимальні напруження від дії згинального моменту

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W} \leq [\sigma].$$

Максимальний прогин балки буде посередині прольоту $L/2$ і визначається за відомою формулою

$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI} = \frac{5}{384} \frac{(2p + q_0 + q_1)L^4}{EI}.$$

Розрахунковий прогин балки не повинен перевищувати допустимого

$$f_{\text{дон}} \leq \frac{1}{500} L.$$

5.6. РОЗРАХУНОК РОЗТИСКНИХ КІЛЕЦЬ

Кільцеві стики обичайок складають та зварюють на знімних підкладках розтискних кілець. Такі кільця складаються з чотирьох криволінійних ланок, які об'єднані в рухому систему за допомогою шарнірів (див. рис.3.8, с.52). Розтискання кільця відбувається завдяки переміщенню конуса або клина між суміжними криволінійними секторами. Отже, при складанні розтискне кільце забезпечує щільне прилягання на собі обичайки, вирівнювання її кромки та, при необхідності, відповідну величину зазору. Схема навантаження розтискного кільця показана на рис.5.4.

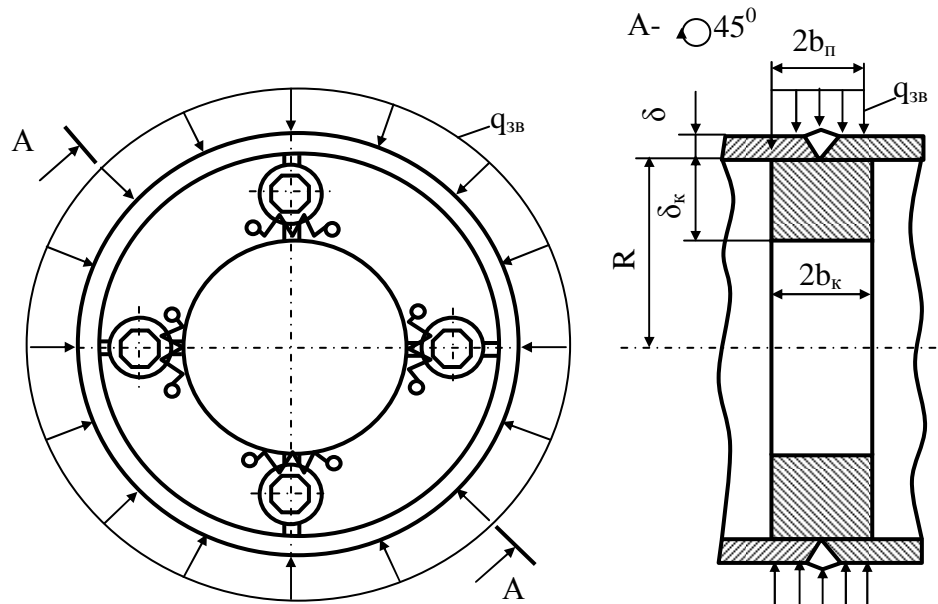


Рис.5.4. Схема навантаження розтискного кільця.

Після зварювання в зоні пластичних деформацій $2b_n$ виникають окружні залишкові пластичні деформації скорочення обичайки, які змешують її діаметр та стискають кільце в радіальному напрямку рівномірно розподіленим навантаженням інтенсивністю q_{zv} . При охолодженні обичайки жорстке розтискне кільце сприяє утворенню в зоні $2b_n$ окружних пластичних деформацій подовження і зменшення внаслідок цього усадочної сили. У зв'язку з цим ширина кільця $2b_k$ повинна бути не менше ширини зони пластичних деформацій $2b_n$, що забезпечило б зменшення залишкового окружного скорочення та усадочної сили.

Залишкові окружні розтягувальні напруження в зоні $2b_n$ обичайки зрівноважуються стискальними напруженнями σ_p в перетині $F_k = 2b_k \delta_k$ кільця а в перерізі $F_{об} = (2b_k - 2b_n) \delta$ тієї частини обичайки, що знаходиться у проміжку між b_n та b_k .

Приймемо допущення про рівномірний розподіл як залишкових стискальних напружень σ_p на площі $F_k + F_{об} = 2b_k \cdot \delta_k + (2b_k - 2b_n) \cdot \delta$, так і розтягувальних напружень на площі $F_{nl} = 2b_n \delta$, які дорівнюють $k\sigma_m$, де коефіцієнт k визначається матеріалом обичайки і приймається рівним: 1,0- для сталей; 0,8-для алюмінієвих сплавів; 0,7- для титанових сплавів. При таких допущеннях в обичайці після охолодження будуть діяти [25]:

окружна усадочна сила

$$P_{yc} = k\sigma_m \frac{2b_k b_n \delta (\delta + \delta_k)}{b_k (\delta + \delta_k) - b_n \delta};$$

окружні стискальні напруження в кільці

$$\sigma_p = k\sigma_m \frac{b_n \delta}{b_k (\delta + \delta_k) - b_n \delta};$$

радіальне стискальне навантаження на кільце

$$q_{зв} = \frac{b_k \delta_k}{R} \left(\frac{P_{yc}}{b_n \delta} - 2k\sigma_m \right) = 2k\sigma_m \frac{b_k \delta_k b_n \delta}{R [b_k (\delta + \delta_k) - b_n \delta]}.$$

В пристроях застосовуються розтискні кільця, для яких відношення радіуса кривизни R його геометричної осі до розміру поперечного перерізу δ_k вздовж цього радіуса задовольняє нерівності $R/\delta_k \geq 5$. Це дає право розглядати криволінійну ланку розтискного кільця як брус малої кривизни, у якому поперечні перерізи мають вісь симетрії і тому внутрішні зусилля можуть визначатись методом перерізів, як для балок з прямою віссю [25, 37].

Оскільки криволінійні ланки розтискного кільця спираються на конуси, які допускають кутовий поворот опорних перерізів під навантаженням, але унеможливають лінійні переміщення, то розрахункову схему (рис.5.5,а) секції розтискного кільця можна подати як криволінійний брус опертий на шарнірно-нерухомі опори і навантажений рівномірно розподіленими силами інтенсивністю $q_{зв}$.

На криволінійний брус накладено чотири в'язі у вигляді двох шарнірно-нерухомих опор. Статика дає три рівняння рівноваги, тому система є один раз статично невизначеною. Для визначення реакцій опор вибираємо основну систему, замінивши шарнірно-нерухоми опору В на шарнірно-рухоми опору (рис.5.5,б). Шляхом складання і розв'язування канонічних рівнянь методу сил визначаємо реакції опор та внутрішні зусилля [37].

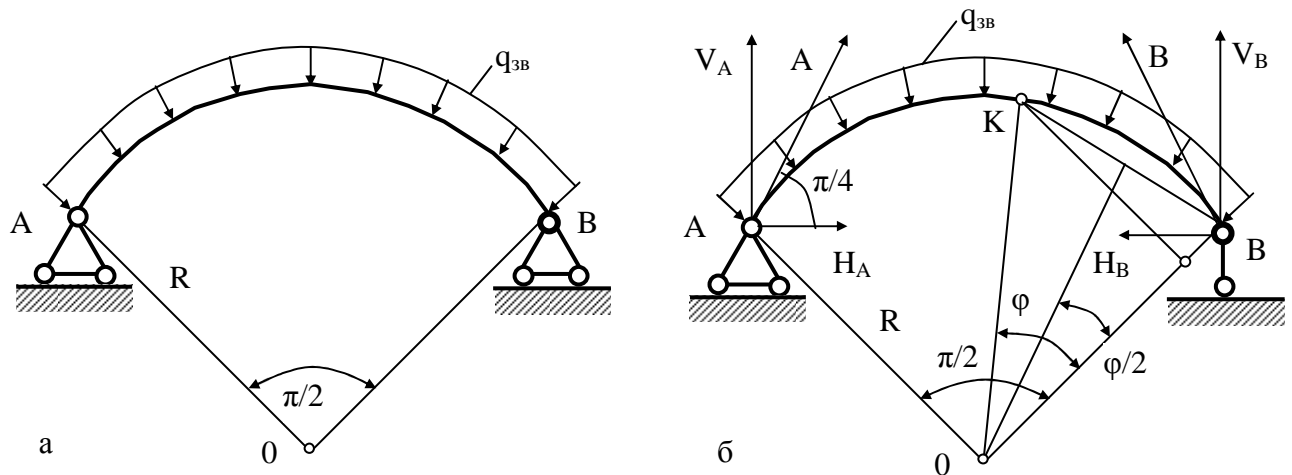


Рис.5.5. Розрахункова схема криволінійного бруса:
а-вихідна схема; б-основна схема.

Рівнодіюча P від рівномірно розподіленого навантаження інтенсивністю $q_{зв}$, прикладеного до криволінійного бруса, дорівнює добутку $q_{зв}$ на довжину хорди, перпендикулярна до хорди і проходить через її середину [25], тобто $P = q_{зв} \sqrt{2}$.

Вертикальні реакції опор $V_A = V_B = q_{зв} \sqrt{2}$.

Горизонтальні реакції опор $H_A = H_B = q_{зв} \sqrt{2}$.

Повні реакції опор: $A = \sqrt{V_A^2 + H_A^2} = q_{зв} R$; $B = \sqrt{V_B^2 + H_B^2} = q_{зв} R$.

У довільному перерізі К під кутом φ знаходимо згинальний момент M від заданого навантаження інтенсивністю $q_{зв}$ та повної реакції опори В (рис.5.5,б)

$$M = 2q_{зв} R^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} - q_{зв} R^2 (1 - \cos \varphi) = 2q_{зв} R^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} - 2q_{зв} R^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} = 0.$$

Отже, з одержаного рівняння випливає, що при заданій схемі навантаження криволінійного бруса згинальний момент у будь-якому перерізі дорівнює нулю. Виходячи з диференціальних залежностей при згинанні криволінійного бруса [37] приходимо до висновку, що поперечна сила Q у перерізі також дорівнює нулю, оскільки

$$Q = \frac{1}{R} \cdot \frac{dM}{d\varphi} = 0,$$

внаслідок чого криволінійний брус буде сприймати дію лише осьової сили

$$N = \frac{dQ}{d\varphi} - q_{зв} R.$$

При навантаженні $q_{зв}$ рівному критичному $q_{кр}$ може виникнути втрата стійкості криволінійного бруса. У зв'язку з цим поперечний переріз такого

бруса необхідно визначати виходячи з умови $q_{зв} < q_{кр}$. Криволінійну ланку розтискного кільця можна зобразити як двохарнірну арку радіуса R з центральним кутом $2\alpha = \pi/2$, для якої критичне навантаження [40]

$$q_{кр} = \frac{3EI}{R^3},$$

а критична поздовжня сила

$$N_{кр} = q_{кр} R = \frac{3EI}{R^2}.$$

Критичні стискальні напруження в поперечних перерізах криволінійного бруса

$$\sigma_{кр} = \frac{N_{кр}}{F_k} = \frac{3EI}{R^2 F_k} \leq [\sigma].$$

З цієї формули визначаємо необхідну площу поперечного перерізу кільця

$$F_k \geq \frac{N_{кр}}{[\sigma]} \quad \text{або} \quad 2b_k \delta_k \geq \frac{N_{кр}}{[\sigma]}.$$

Звідси визначаємо товщину розтискного кільця

$$\delta_k = \frac{N_{кр}}{2b_k [\sigma]},$$

де $[\sigma]$ -допускні напруження для матеріалу кільця, МПа;

$2b_k$ - ширина кільця, м;

$N_{кр}$ - критична поздовжня сила, Н.

Додатково по п.5 дивись [2,25,37,40].

6. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК УСТАНОВОЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКЛАДАЛЬНО – ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Установочні елементи (фіксатори) - це опорні елементи, що утворюють базові поверхні пристрою та забезпечують фіксування заданого положення заготовки в пристрої при складанні вузла у відповідності з правилом шести опорних точок.

Вимоги до фіксаторів. Фіксатори повинні відповідати наступним вимогам:

- а) забезпечення необхідної точності установлення деталей зварного виробу;
- б) зручність установлення деталей в складальному пристрої;
- в) вільний доступ до місць прихваток та зварювання;
- г) достатня міцність та жорсткість, що відвертає деформацію виробу в процесі зварювання;
- ґ) забезпечення можливості вільного зйому звареного виробу з пристрою.

Для установлення та нерухомого закріплення деталі при складанні необхідно позбавити її 6-ти ступенів свободи, тобто забезпечити шість точок опори для кожної деталі. Три точки опори фіксують установочну поверхню, за котру вибирають найбільшу за площею або механічно оброблену. Дві точки опори фіксують напрямну поверхню, а одна точка опори фіксує упорну поверхню. Бажано кожну деталь вузла, що складається, фіксувати незалежно.

6.1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РІЗНОВИДИ ФІКСАТОРІВ

Ознакою класифікації фіксаторів є метод фіксування заготовок в пристрої. За методом фіксування заготовок в пристрої фіксатори поділяють на упори, опори, установочні пальці, призми та шаблони знімні (рис.6.1).

Упори. Упори реалізують схему базування заготовок по боковим плоским поверхням. Упори бувають постійні (рис.6.2), знімні (рис.6.3), відкидні (рис.6.4), відводні (рис.6.5) та поворотні (рис.6.6). Постійні упори служать для фіксації однієї або двох деталей в горизонтальній площині, або для закріплення деталей при складанні в горизонтальній та вертикальній площинах. Упори приварюють до основи пристрою або пригвинчують з фіксуванням штифтами.

У процесі роботи їх опорні поверхні швидко спрацьовуються, в результаті чого погіршується точність складання. У зв'язку з цим упори мають змінні базові платики, які виготовляють зі сталей, що

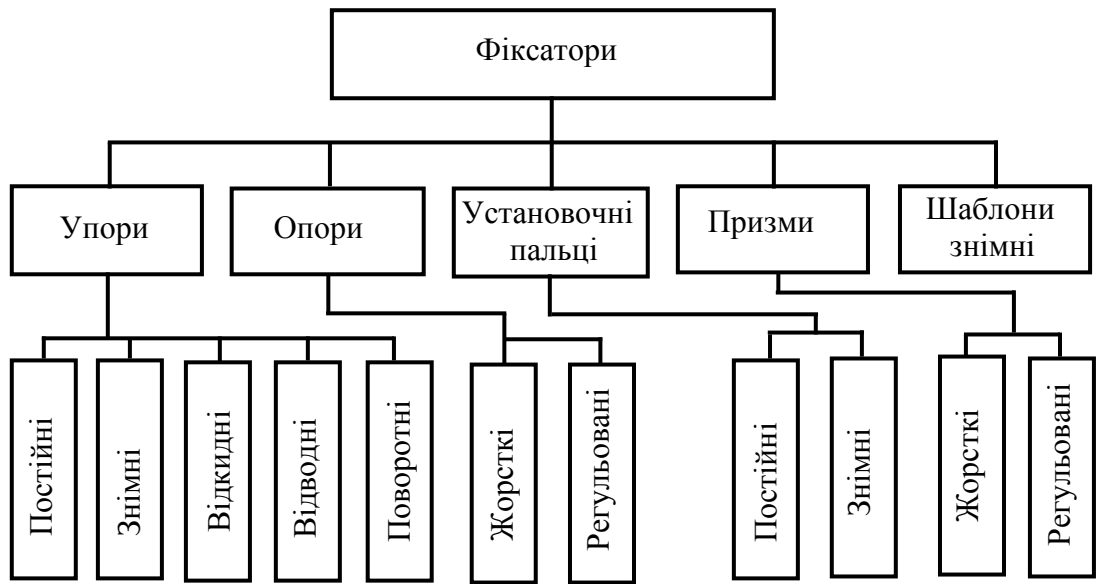


Рис.6.1. Класифікація фіксаторів

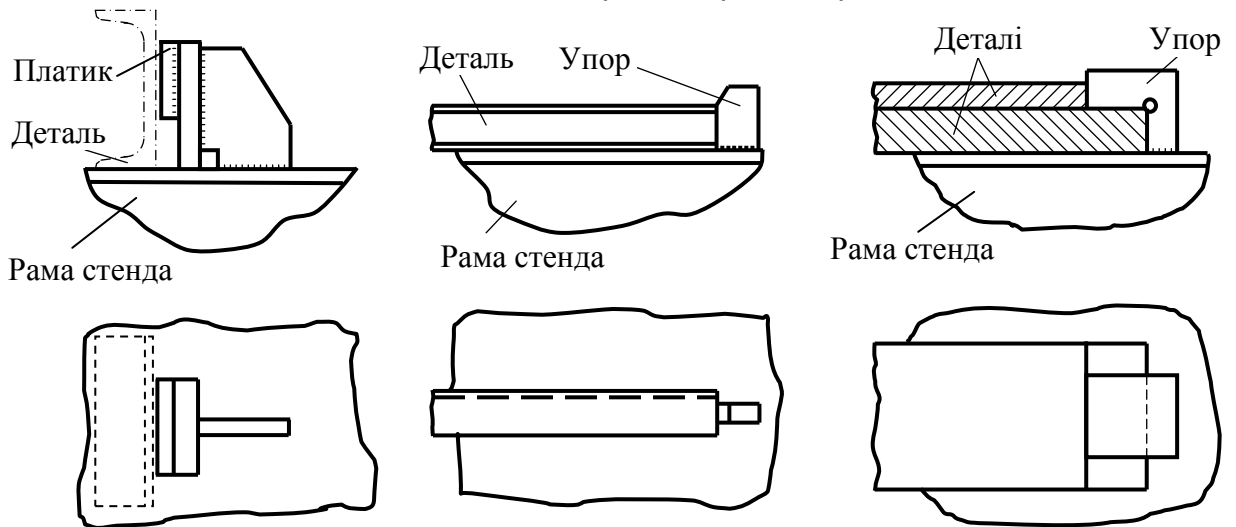


Рис.6.2. Постійні упори

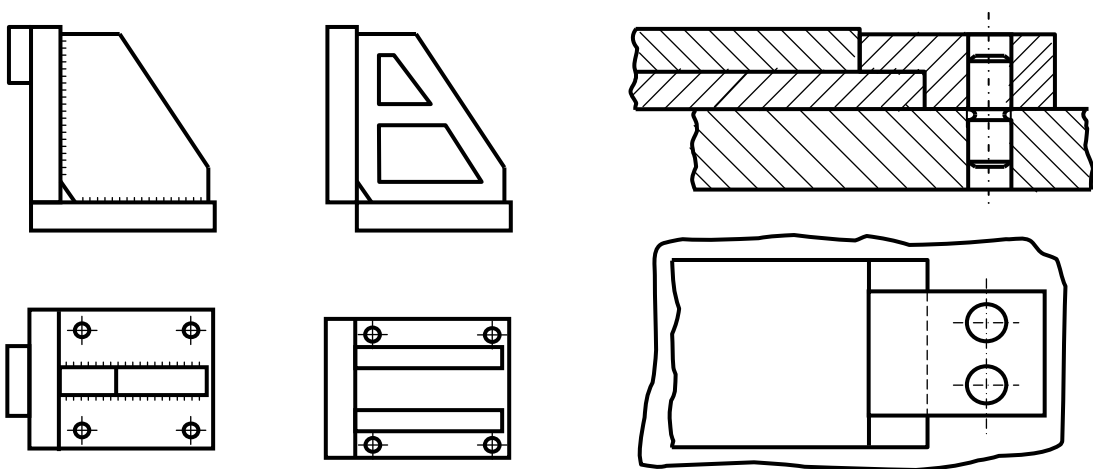


Рис.6.3. Знімні упори

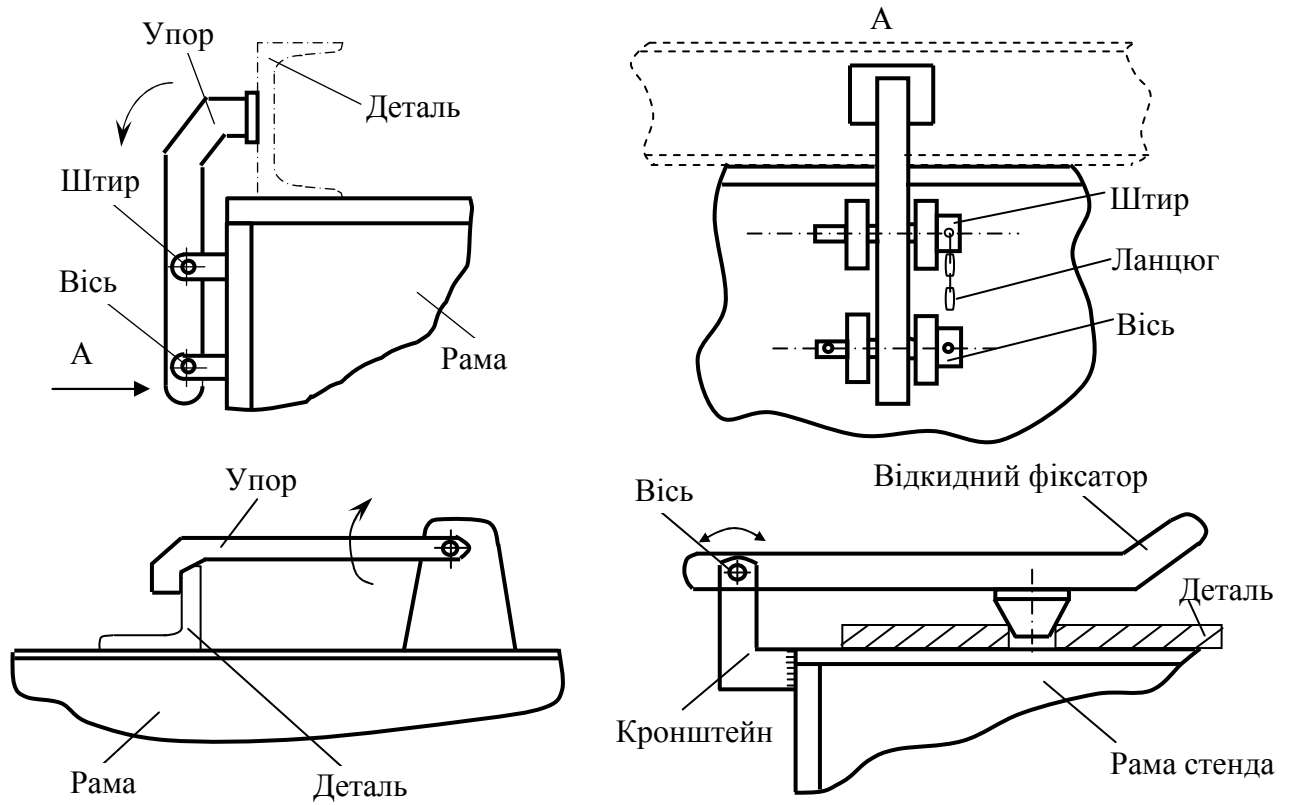


Рис.6.4. Відкидні упори

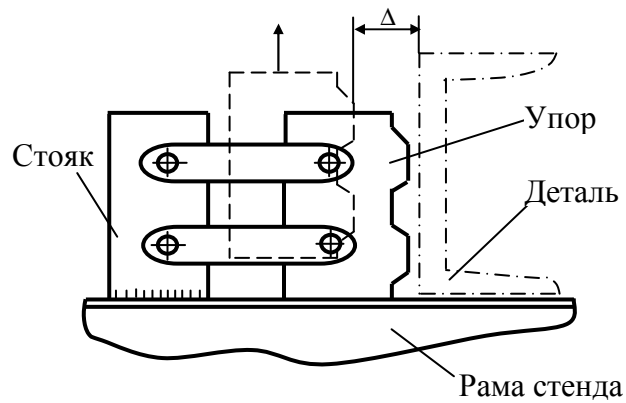


Рис.6.5. Відводний упор

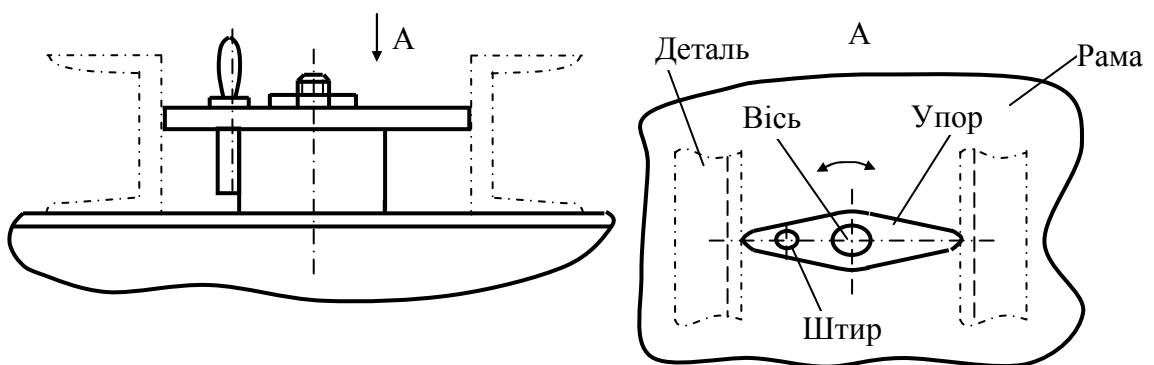


Рис.6.6. Поворотний упор

загартовуються. Розміри упорів приймають виходячи з технологічних та конструктивних факторів.

За технологічним призначенням упори можуть бути силовими та напрямними (ненапруженими). Силкові упори сприймають сили від ваги виробу, зварювальних деформацій та від розпірних або стягуючих сил, які виникають при зварюванні швів. Довжина силових упорів по лінії дотику їх з виробами повинна бути не менше двох товщин деталі, що фіксується.

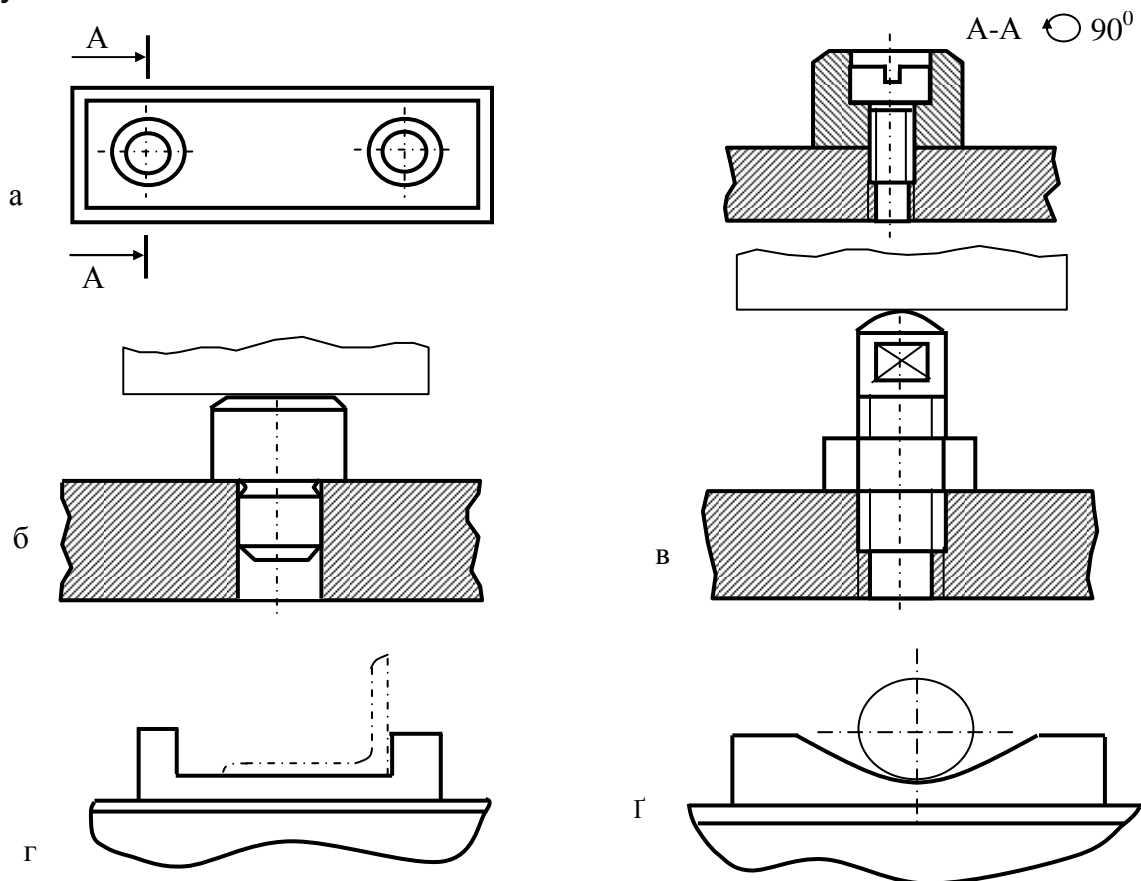


Рис.6.7. Типи опор: а-опорна пластина; б-опорний штир; в-регульована опора; г-опорне гніздо; г-ложемент.

Опори. У складальному пристрої опори розміщуються у горизонтальній площині й призначені для базування заготовок основними базовими поверхнями. Вони визначають відповідне положення заготовки в просторі і позбавляють її найбільшої кількості ступенів свободи. В пристроях використовують жорсткі та регульовані опори. До жорстких опор відносяться (рис.6.7) опорні пластини, опорні штирі, гнізда та ложементи.

Опорні пластини призначені для базування заготовок великих розмірів по обробленим плоским поверхням. Вони закріплюються у пристрої за допомогою гвинтів (рис.6.7, а). Заготовки невеликих та

середніх розмірів установлюються на опорні штирі (рис.6.7, б). Як правило, опорні штирі запресовують у корпусі складального пристрою.

Для грубого розміщення деталі плоскими або циліндричним поверхням використовуються опорні гнізда. Ширина гнізда повинна бути на декілька міліметрів більше ширини деталі для забезпечення вільного установлення та знімання (рис.6.7, г). Опорні гнізда для виробів з криволінійною поверхнею називають ложементами (рис.6.7, г). Вони інколи використовуються замість призм для заготовок з циліндричними поверхнями.

Регульовані опори (рис.6.7, в) застосовують для установлення заготовок з необробленими поверхнями у тих випадках, коли установочні поверхні заготовок мають деякі відхилення.

Установочні пальці та оправки. Якщо заготовки мають отвори то їх базування здійснюється установочними пальцями. Установлення виробів у залежності від їх конструкції може вестись одним або двома установочними пальцями (рис.6.8).

У корпусі пристрою установочні пальці закріплюються на різьбі, на гвинтах або запресовуються в отвори. Розрізняють пальці (рис.6.9): установочні циліндричні; установочні циліндричні з буртом; пальці зрізані установочні.

Знімні установочні пальці (рис.6.10) використовуються в тих випадках, коли зняття складеного по отворах та прихваченого вузла неможливе без попереднього зйому фіксатора.

Для фіксування деталей отворами великого діаметра (70...100мм і більше) використовують розсувні оправки (рис.6.11).

Призми. Для фіксування заготовок, що мають зовнішню циліндричну поверхню використовують призми. Призми можуть бути жорсткими, регульованими, з гвинтовими притискачами та без них (рис.6.12). Жорсткі призми з гвинтовими притискачами (рис.6.12, а) особливо придатні при складанні і зварюванні виробів з трубчастих заготовок невеликого діаметра. У переналагоджувальних пристроях доцільно використовувати регульовані призми (рис.6.12, б). До складу таких призм входять основа 1, рухомі щоки 2 та 4, регульовальний гвинт 7, дві опори 5 та два стопорні гвинти 6.

Для встановлення довгих циліндричних заготовок застосовуються призми з короткими контактними поверхнями.

Точність установлення призм в пристрої забезпечується контрольними штифтами. До корпусу пристрою призми закріплюються за допомогою гвинтів.

Межове допустиме навантаження на призму (Н), яке регламентоване умовами контактної міцності [4,30]

$$Q = 0,7bD,$$

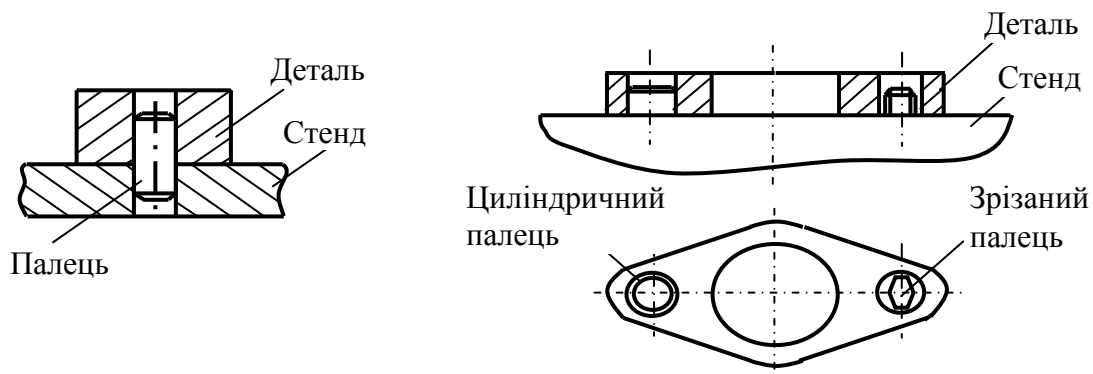


Рис.6.8. Постійні установочні пальці

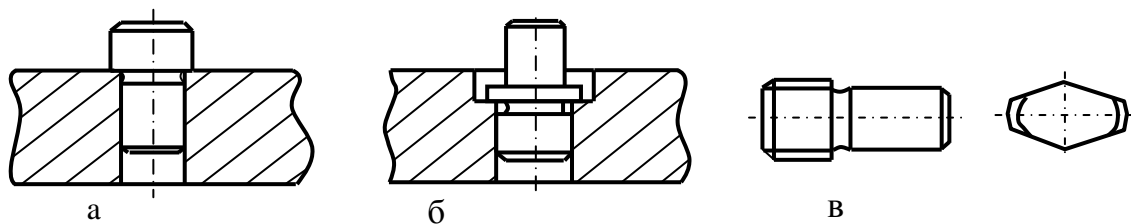


Рис.6.9. Типи постійних пальців: а-циліндричний; б-циліндричний з буртом; в-зрізаний палець.

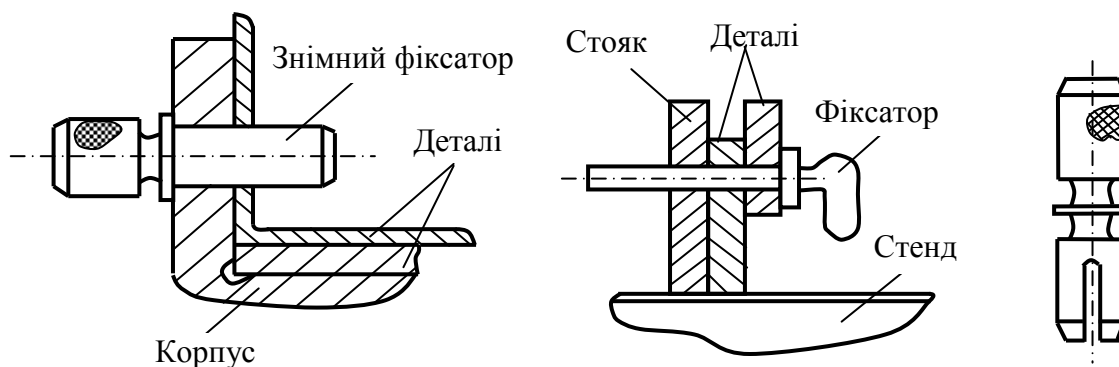


Рис.6.10. Знімні фіксатори

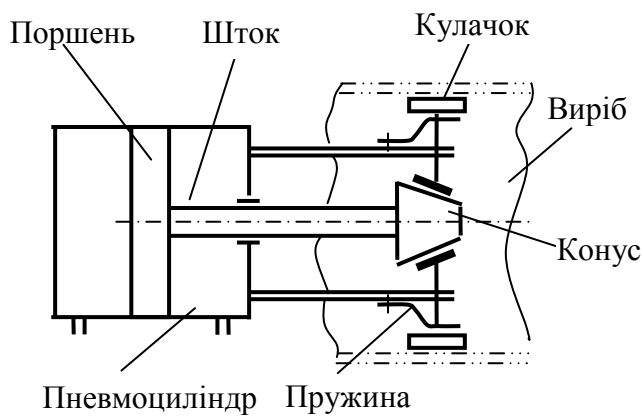


Рис.6.11. Розсувна оправка

де b - довжина контакту заготовки з призмою, мм ;
 D - діаметр заготовки, мм.

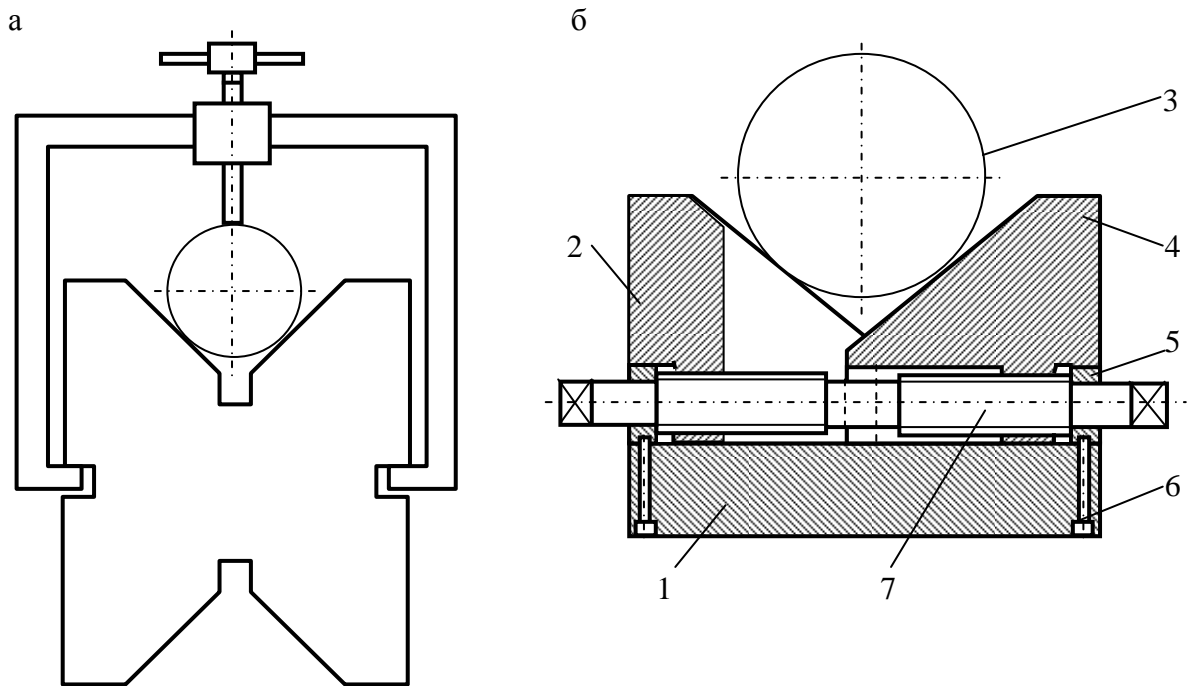


Рис.6.12. Типи призми: а-жорстка; б- регульована; 1-основа; 2,4-щока; 3-виріб; 5-опора; 6-гвинт стопорний; 7-гвинт регульовальний.

Шаблони. Шаблони призначені для фіксування деталей при складанні вузлів по іншим деталям цього вузла або по будь-яким поверхням виробу.

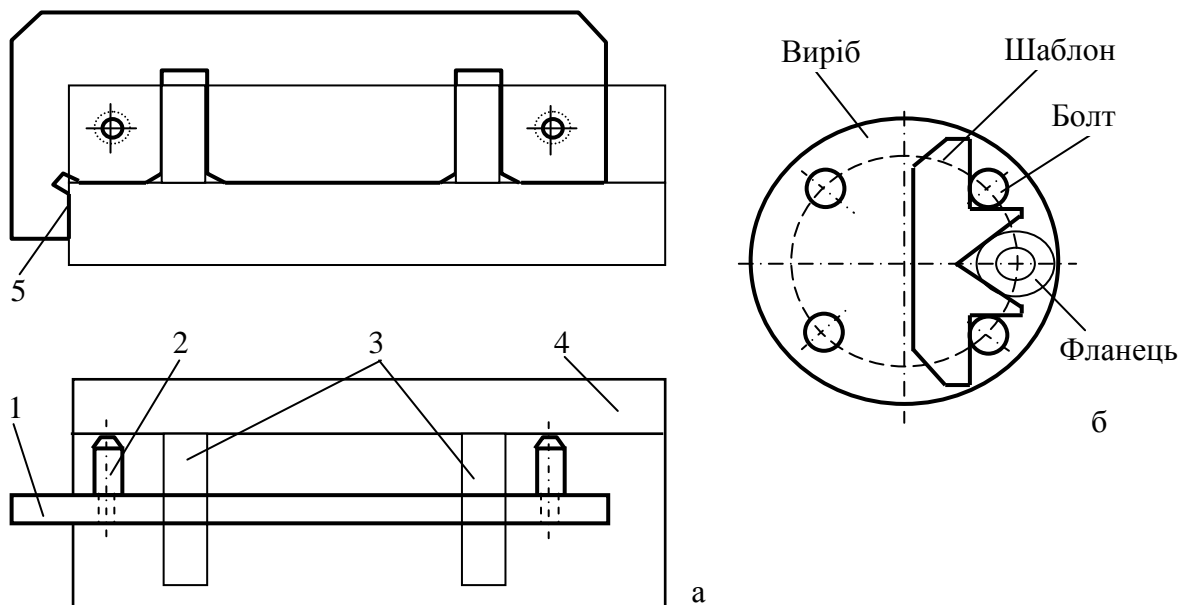


Рис.6.13. Шаблони: а-для встановлення ребер жорсткості; б- для встановлення фланця.

Базування шаблонів відбувається по зовнішньому або внутрішньому контуру заготовок, що складаються, по отворах та пазам, а також по базовим елементам складально-зварювальної оснастки.

Шаблони виготовляють зі сталевих або алюмінієвих листів і повинні бути незначної ваги, жорсткими та міцними. При використанні шаблонів необхідно забезпечувати умови вільного доступу до зварних швів та вільне зняття шаблону з виробу.

На рис.6.13,а показано знімний шаблон 1 за допомогою якого встановлюють ребра 3. Шаблон фіксується по стінці виробу 4 за допомогою упорів 2, а в поздовжньому напрямі-виступом 5.

Встановлення шаблону по циліндричних поверхнях болтів (рис.6.13,б) забезпечує встановлення фланця на виробі.

6.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРІПЛЕННЯ УПОРІВ

Силкові упори сприймають сили від ваги виробів та від розпірних або стягуючих сил, які виникають від зварювання, тобто

$$P_{\phi} = G + P.$$

а) При закріпленні упорів за допомогою болтів (рис.6.14) згинальний момент

$$M = P_{\phi} H.$$

Болти працюють на розтяг та на зрізання, відповідно від сил N та P_{ϕ}

$$N = \frac{M}{2l} = \frac{P_{\phi} H}{2l}.$$

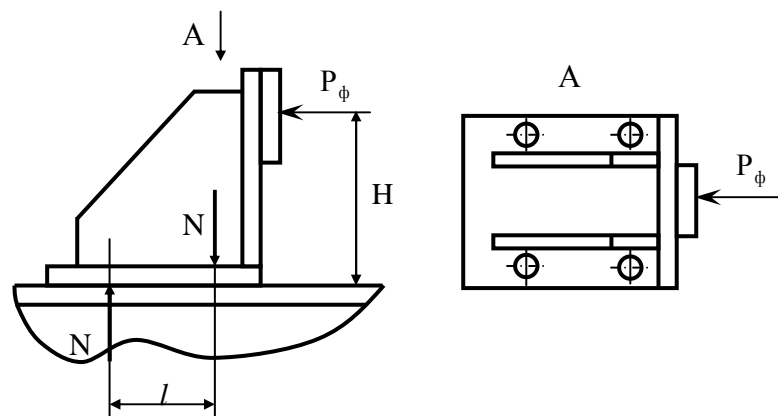


Рис. 6.14. Розрахункова схема закріплення упора болтами

Нормальні напруження від сили розтягу N

$$\sigma = \frac{4N}{\pi d^2}.$$

Дотичні напруження від дії поперечної сили $Q = P_{\phi}$

$$\tau = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Еквівалентні напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

б) При закріпленні упорів за допомогою зварних швів (рис. 6.15) згинальний момент

$$M = P_\phi H.$$

Поперечна сила $Q = P_\phi$.

Дотичні напруження від згинального моменту

$$\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{3M}{0,7kh^2},$$

де k -катет зварного шва;
 h -довжина зварного шва.

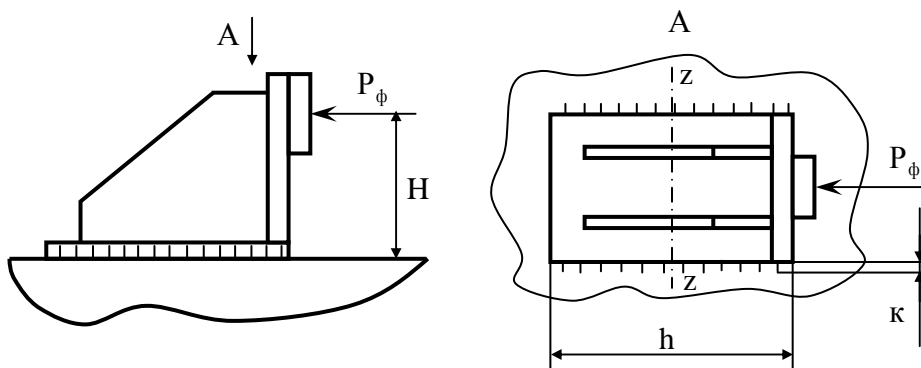


Рис.6.15. Розрахункова схема закріплення упора зварними швами

Дотичні напруження від поперечної сили

$$\tau_Q = \frac{P_\phi}{2 \cdot 0,7 \cdot kh}.$$

Підсумкові напруження

$$\tau_{\text{сум}} = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau].$$

6.3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ УПОРІВ

Поперечний переріз упора конструюється, виходячи з діючого згинального моменту (рис.6.16). Необхідний осьовий момент опору поперечного перерізу упора визначається за формулою

$$W_n = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{P_\phi H}{[\sigma]},$$

де W_n -осьовий момент опору поперечного перерізу, м³;

P_ϕ -підсумкова сила, що діє на упор, Н;

H -плече дії сили P_ϕ , м;

$[\sigma]$ -допускні напруження для матеріалу упора, МПа.

Для звичайного упора з двома ребрами жорсткості (рис.6.16) положення центра ваги поперечного перерізу можна визначити за формулою

$$Z_0 = \frac{S_x}{F},$$

де S_x -статичний момент поперечного перерізу упора, м³;

F -площа поперечного перерізу упора, м².

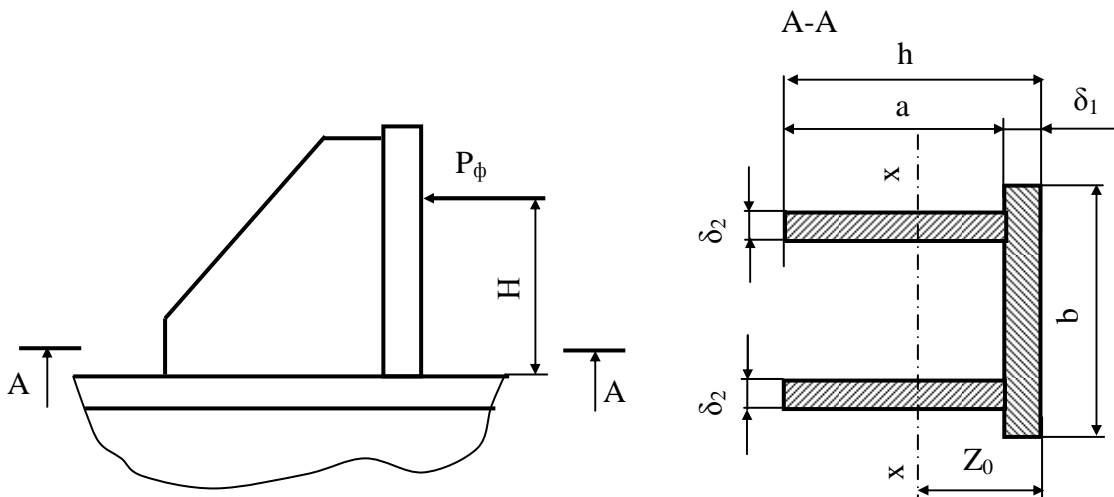


Рис.6.16. Розрахункова схема поперечного перерізу упора

$$Z_0 = \frac{(b\delta_1)\frac{\delta_1}{2} + 2a\delta_2\left(\delta_1 + \frac{a}{2}\right)}{b\delta_1 + 2a\delta_2}.$$

Момент інерції поперечного перерізу упора відносно осі, яка проходить через центр ваги перерізу

$$I_x = \frac{b\delta_1^3}{12} + b\delta_1\left(Z_0 - \frac{\delta_1}{2}\right)^2 + 2\left[\frac{\delta_2 a^3}{12} + a\delta_2\left(\delta_1 + \frac{a}{2} - Z_0\right)^2\right].$$

Мінімальний момент опору поперечного перерізу зконструйованого упора визначається за формулою

$$W_\kappa = \frac{I_x}{h - Z_0}.$$

Додатково по п. 6 дивись [4,5,6-8,16,17,24,38].

7. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ПРИТИСКИХ МЕХАНІЗМІВ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

7.1. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ВИМОГИ ДО ПРИТИСКИХ МЕХАНІЗМІВ

Притискні механізми призначені для надійного закріплення установлених у пристрої заготовок, деталей, складальних одиниць відповідно з вимогами технологічної документації в процесі всього періоду складання та зварювання.

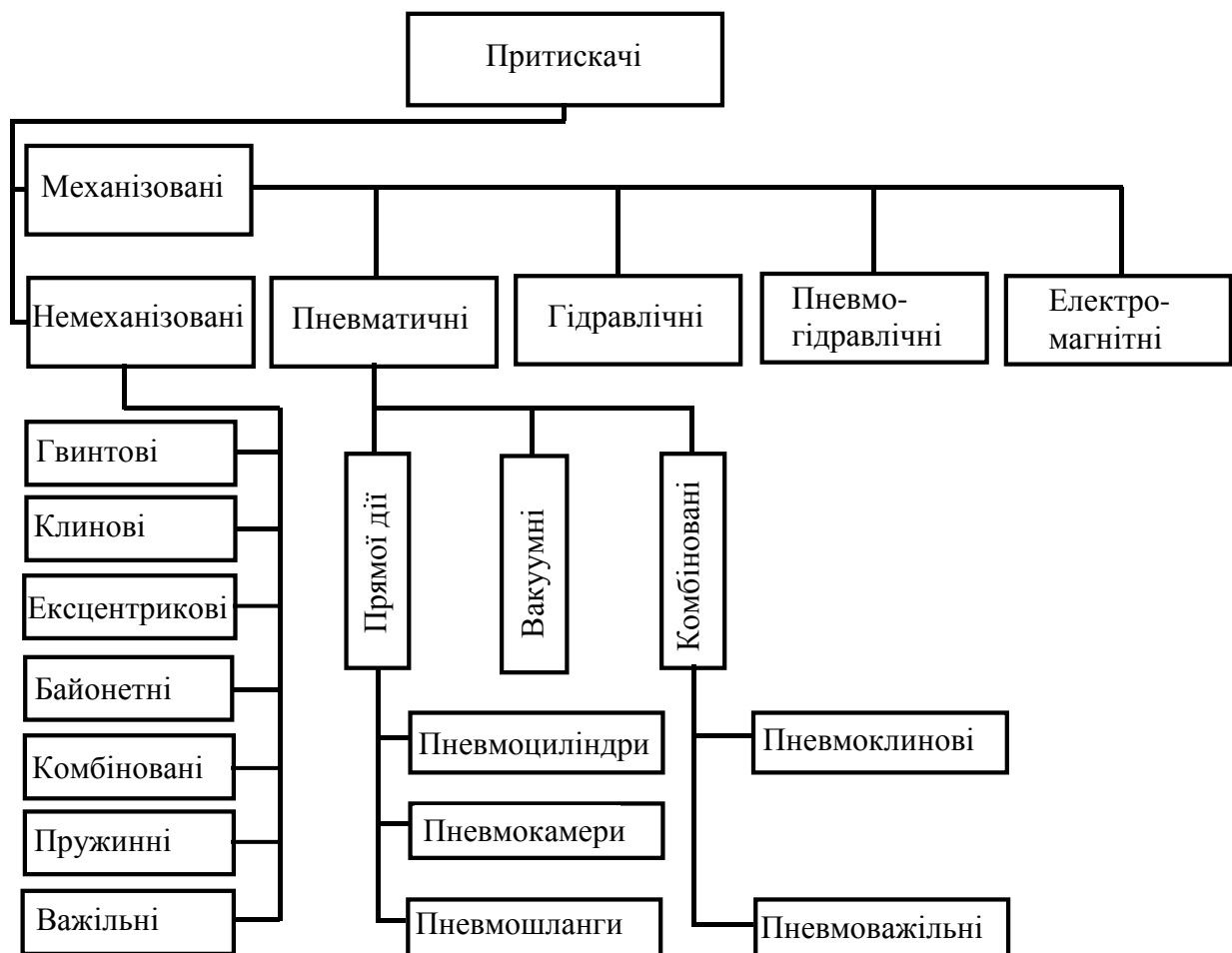


Рис. 7.1. Класифікація притискачів

До притискних механізмів висуваються наступні вимоги :

- забезпечення необхідного напрямку дії сили притиску заготовок, що виключало б зсуви та перекидання заготовок відносно установочних баз;
- забезпечення розрахункової сили притиску заготовок протягом процесу складання та зварювання виробу;

- в) притискачі не повинні спричиняти деформацію деталей та пошкодження їх поверхонь;
- г) швидкодія притискних механізмів;
- г) зручність та безпека в експлуатації;
- д) вільне витягнення складеного виробу з пристрою;
- є) зручний доступ до притискачів для приведення їх в дію;
- ж) надійне закріплення деталей протягом складання та зварювання;
- з) вільний доступ до місць постановки прихваток та зварки швів.

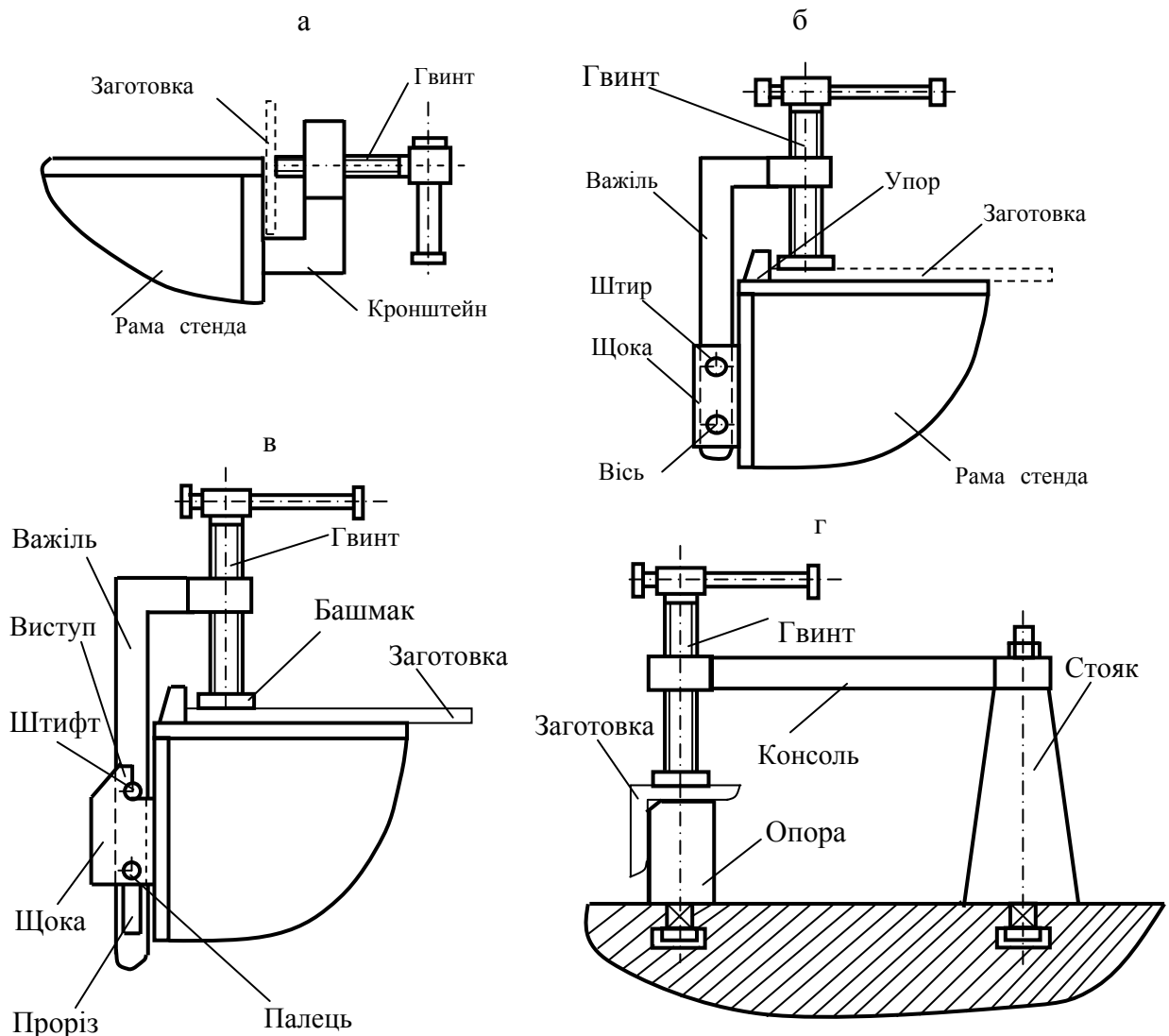


Рис. 7.2. Гвинтові притискачі: а- постійний; б- відкидний; в- відкидний швидкодіючий; г- поворотний.

7.2. КЛАСИФІКАЦІЯ ПРИТИСКАЧІВ

Класифікація різноманітних притискачів, що застосовуються в зварювальних пристроях, наведена на рис.7.1. Ознаками класифікації є ступінь механізації та конструкція притискачів. За ступенем механізації

розрізняють притискачі немеханізовані та механізовані. До немеханізованих притискачів відносяться такі конструктивні типи притискачів: гвинтові, клинові, ексцентрикові, важільні, байонетні, комбіновані та пружинні. Немеханізовані притискачі потребують застосування мускульної сили і використовуються в одиничному й дрібносерійному виробництвах.

Механізовані притискачі оснащені силовим приводом і включають такі притискачі: пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні та електромагнітні. До пневматичних притискачів відносяться притискачі прямої дії, вакуумні та комбіновані. У свою чергу притискачі прямої дії включають пневмоциліндри, пневмокамери та пневматичні шланги.

До комбінованих притискачів відносяться притискачі, які зблоковані з декількох простих механізмів та оснащені силовим приводом. Це пневмоклинні та пневмоважільні притискачі.

Механізовані притискачі використовуються в складально-зварювальній оснастці, що призначена для серійного та багатосерійного виробництва.

7.3. ГВИНТОВІ ПРИТИСКАЧІ

Завдяки своїй універсальності, надійності в експлуатації та простоті конструкції гвинтові притискачі одержали широке використання в різних складально-зварювальних пристроях. Деякі конструкції гвинтових притискачів наведені на рис. 7.2. У складально-зварювальних пристроях використовуються такі гвинтові притискачі: постійні, відкидні, відводні та поворотні.

Розрахунок гвинтових притискачів. Сила на рукоятці гвинта, що необхідна для створення сили притиску розраховується за наступною формулою

$$P = Q \frac{r_{cp}}{l_p} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (7.1)$$

де Q - сила притиску заготовок гвинтом, Н;

P - сила на рукоятці гвинта, Н;

l_p - довжина рукоятки, м;

$r_{cp} = 0,45d_3$ - середній радіус різьби, м;

α - кут підйому різьби ($2-4^\circ$);

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2\pi r_{cp}};$$

S - крок різьби, м;

φ_1 - кут тертя в різьбі, град.;

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{f}{\cos \beta};$$

$f = 0,1$ коефіцієнт тертя ковзання в різьбі;

β - половина кута при вершині профілю метричної різьби, $\beta = 30^\circ$.

Кути тертя для пари гвинт-гайка приймаються :

$\varphi_1 = 6^\circ 40'$ для метричної різьби при $\beta = 30^\circ$;

$\varphi_1 = 6^\circ$ для упорної різьби при $\beta = 15^\circ$;

$\varphi_1 = 5^\circ 43'$ для прямокутної різьби при $\beta = 0$.

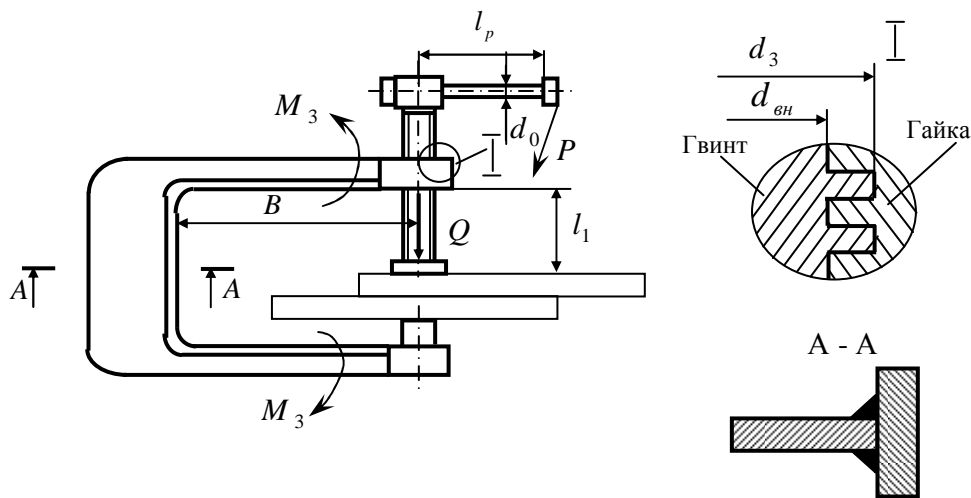


Рис. 7.3. Розрахункова схема гвинтового притискача

При розрахунку сили, що розвивається гвинтовим притискачем, необхідно врахувати додаткові витрати на тертя в місці контакту гвинта з заготовкою. Умову рівноваги гвинта можна записати в наступному вигляді

$$Pl_p = Qr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + M_{mp}, \quad (7.2)$$

де M_{mp} - момент тертя на опорному торці гвинта, Нм.

Величина моменту тертя залежить від конструкції п'яти гвинта [3,6].

Для гвинтів зі сферичною п'ятою (рис.7.4,а) гвинт з заготовкою контактує в точці, тому

$$M_{mp} \approx 0. \quad (7.3)$$

Для гвинтів з кільцевою п'ятою (рис.7.4, б)

$$M_{mp} = \frac{1}{3} Q \mu \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}. \quad (7.4)$$

Для гвинтів з плоскою п'ятою (рис.7.4, в)

$$M_{mp} = \frac{1}{3} Q \mu D \quad (7.5)$$

Для гвинтів з нерухомим башмаком (рис.7.4, г)

$$M_{mp} = Q\mu \frac{D}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}, \quad (7.6)$$

де $\mu=0,15$ коефіцієнт тертя п'яти гвинта по поверхні заготовки.

Для розрахунку сили притиску Q гвинтового притискача необхідно в умову рівноваги (7.2) ввести відповідне значення $M_{тр}$ з формул (7.3-7.6).

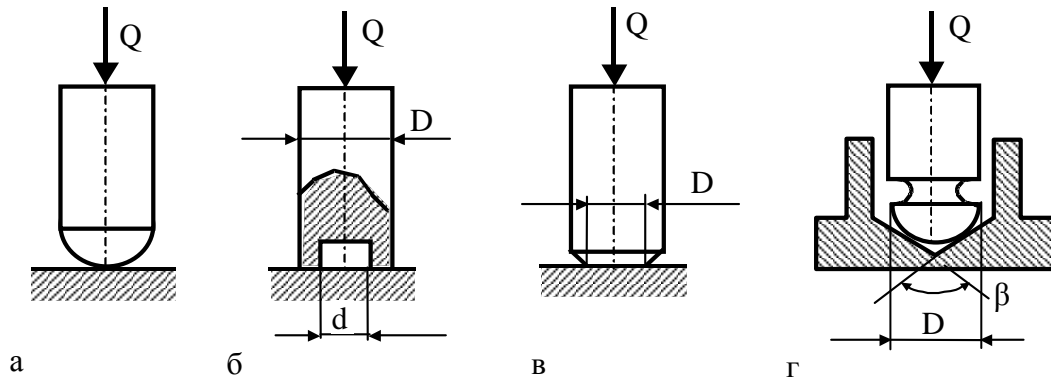


Рис.7.4. Види контакту гвинта з опорною поверхнею

У зварювальних пристроях гвинтові притискачі повинні бути самогальмівними. Умова самогальмування:

$$\alpha \leq \varphi_{np}.$$

Розрахунковий внутрішній діаметр гвинта округляється до найближчого стандартного

$$d_{гн} = C \sqrt{\frac{Q}{[\sigma]}},$$

де $C=1,4$ -коефіцієнт для основної метричної різьби;

Q -сила закріплення заготовки, Н;

$[\sigma]$ -допускні напруження розтягу, МПа.

У пристроях застосовують різьби від М8 до М42. Гвинти рекомендується виготовляти зі сталі 45 для якої $[\sigma]=80\dots100$ МПа з урахуванням зносу різьби. Твердість опорних п'ят повинна складати HRC 33...38.

Якщо довжина гвинта $l_1 > 10d_{гн}$ то гвинт підлягає перевірці на поздовжній прогин [38]

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d_{гн}^2 \varphi} \leq [\sigma],$$

де φ - коефіцієнт зменшення допускних напружень на стиск в залежності від гнучкості

$$\lambda = \frac{l}{r_0};$$

l - розрахункова довжина при поздовжньому згинанні, яка приймається

при жорсткому закріпленні кінця гвинта $l = 0,5l_1$;

r_0 - радіус інерції;

$$r_0 = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}};$$

F - площа поперечного перерізу гвинта;

I_{\min} - мінімальний момент інерції поперечного перерізу гвинта

$$I_{\min} \approx 0,05d_{\text{гн}}^4.$$

Гвинт перевіряється на міцність від напружень стиску та кручення [38]: нормальні напруження стиску

$$\sigma_z = \frac{1,4Q}{d_{\text{гн}}^2};$$

дотичні напруження від моменту кручення

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_0} \quad \text{або} \quad \tau = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d_{\text{гн}}^3},$$

де $M_{\text{кр}}$ - момент кручення, визначається за формулою (7.2);

W_0 - полярний момент опору поперечного перерізу гвинта.

Якщо $\sigma_z < \tau$ то, еквівалентні напруження визначають за формулою

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

а якщо $\sigma_z > \tau$, то еквівалентні напруження визначаються за наступною формулою

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma].$$

Діаметр рукоятки гвинта (рис.7.3) розраховується за формулою

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{Pl_p}{0,1[\sigma]}}.$$

Кількість витків різьби в гайці

$$n = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_{\text{гн}}^2)p_0},$$

де d_3 та $d_{\text{гн}}$ - зовнішній і внутрішній діаметри різьби;

p_0 - питомий тиск на поверхні ниток різьби, який приймається:

сталевий гвинт та чавунна гайка – $p_0 = 5-6$ МПа;

сталевий гвинт та сталева гайка – $p_0 = 9-13$ МПа.

Необхідна висота гайки

$$H = \frac{n \cdot S}{m},$$

де $m=1$ - кількість заходів для самогальмівної різьби.

Вибір поперечного перерізу корпусу притискача. Корпус гвинта (рис.7.3) працює на розтяг та на згинання. Тому поперечний переріз корпусу попередньо визначаємо з умови міцності на згинання з наступним урахуванням осьової сили розтягу.

Умова міцності корпусу гвинта при згинанні

$$\sigma_z = \frac{QB}{W_x} \leq [\sigma].$$

Необхідний момент опору поперечного перерізу корпусу гвинта

$$W_x = \frac{QB}{[\sigma]}.$$

Задаючись параметрами поперечного перерізу a , b , δ_1 та δ_2 , конструюють корпус і визначають дійсний момент опору (рис.7.5)

$$W_k = \frac{I_x}{H_1 - Z_0}.$$

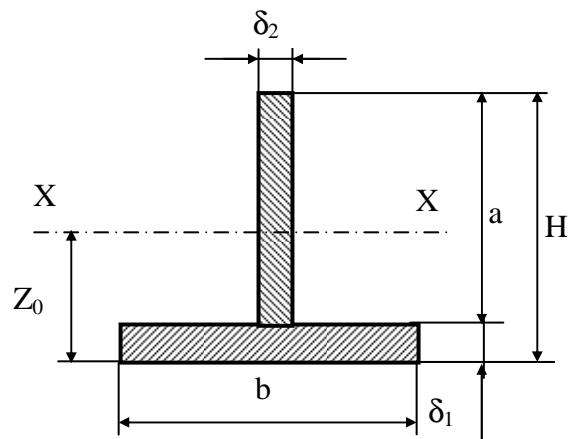


Рис. 7.5. Схема розрахунку поперечного перерізу корпусу гвинтового притискача

Положення центра ваги поперечного перерізу

$$Z_0 = \frac{(\delta_1 b) \frac{\delta_1}{2} + a \delta_2 \left(\delta_1 + \frac{a}{2} \right)}{\delta_1 b + \delta_2 a}.$$

Момент інерції поперечного перерізу

$$I_x = \frac{b \delta_1^3}{12} + b \delta_1 \left(Z_0 - \frac{\delta_1}{2} \right)^2 + \frac{\delta_2 a^3}{12} + \delta_2 a \left(\delta_1 + \frac{a}{2} - Z_0 \right)^2.$$

Після визначення розмірів поперечного перерізу виконується остаточна перевірка на міцність корпусу притискача за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{QB}{W_k} + \frac{Q}{F} \leq [\sigma].$$

7.4. Клинові притискачі

Клиновий притискач - простий пристрій, який складається з упора та клина (рис.7.6). Клинові притискачі відрізняються компактністю, простотою конструкції та швидкодією, дозволяють збільшувати та змінювати напрямок сили, що передається. Їх використовують у вигляді силових вузлів для підтискування однієї заготовки до іншої, вирівнювання кромek, тощо. Вони часто застосовуються в комбінаціях з гвинтовими, важільними, ексцентриковими та пневматичними притискачами [6,8]. Механізм з односкосим клином без роликів та з роликами застосовується як підсилювач вихідної сили пневмо- та гідроприводів.

При переміщенні клина під дією сили Q , на його поверхнях виникають нормальні сили W та N , а також сили тертя F_1 та F_2 (рис.7.6)

$$F_1 = N \operatorname{tg} \varphi_1 = N f_1, \quad F_2 = W \operatorname{tg} \varphi_2 = W f_2,$$

де φ_1 та φ_2 , f_1 та f_2 - кути та коефіцієнти тертя на відповідних поверхнях клина.

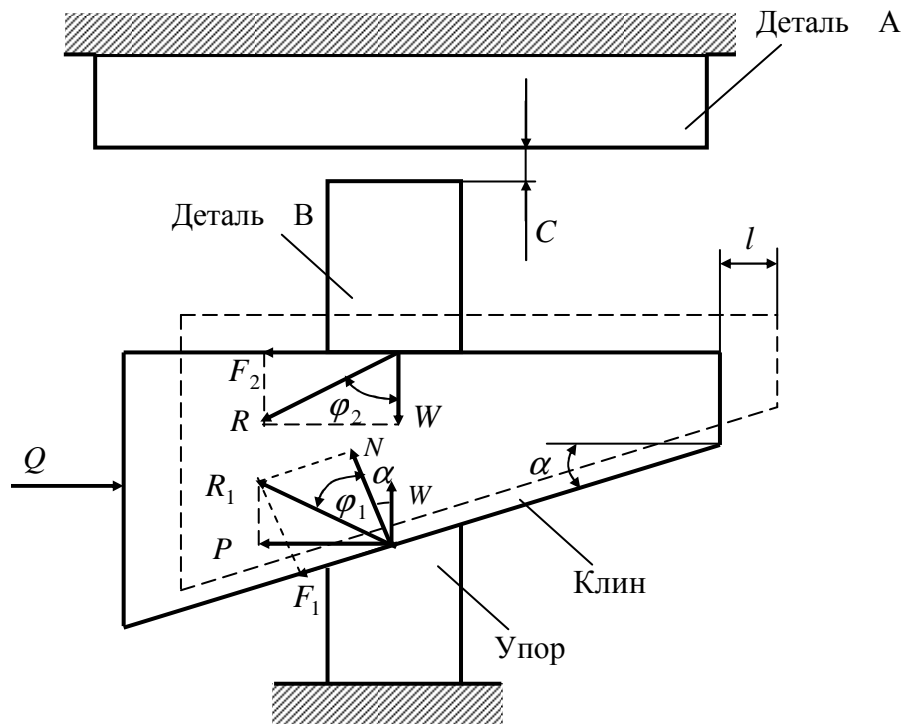


Рис. 7.6. Схема рівноваги сил у клиновому притискачі

Розглянемо рівновагу клина під дією всіх прикладених до нього сил [8]. Для цього рівнодіючу R_1 сил N та F_1 розкладемо на сили W та P . Оскільки в притиснутому стані клин знаходиться в рівновазі, то вертикальна складова по величині дорівнює W . Горизонтальну складову

Р визначимо з силового багатокутника

$$P = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$$

Сума проєкцій всіх сил на напрямок сили Q

$$Q - P - F_2 = 0, \quad Q = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + W \operatorname{tg} \varphi_2,$$

де α - кут скошу клина;

φ_1 - кут тертя на нахиленій площині;

φ_2 - кут тертя на горизонтальній площині;

W - сила притиску, Н;

Q - сила, що прикладена до клина, Н.

Сила притиску заготовки клином

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Необхідне переміщення клина при підтискуванні деталей на величину C

$$l = \frac{C}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Для забезпечення самогальмування клина необхідно виконати умови

$$\alpha \leq 2\varphi \quad \text{- для односкошого клина;}$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\varphi \quad \text{- для двостороннього клина,}$$

де α - кут скошу одностороннього клина;

α_1 та α_2 - кути скошу двостороннього клина;

φ - кут тертя, $\operatorname{tg} \varphi = f$;

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = f; \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 50';$$

$f = 0,1$ - коефіцієнт тертя ковзання.

Недоліком клинового притискача є низький ККД у зв'язку з великими витратами на тертя, які збільшуються із зменшенням кута клина. Для підвищення ККД клинового механізму на поверхнях клина тертя ковзання замінюють тертям кочення, застосовуючи опорні ролики.

Приклади застосування клинових притискачів у складально-зварювальній оснастці показані на рис.7.7 та 7.8.

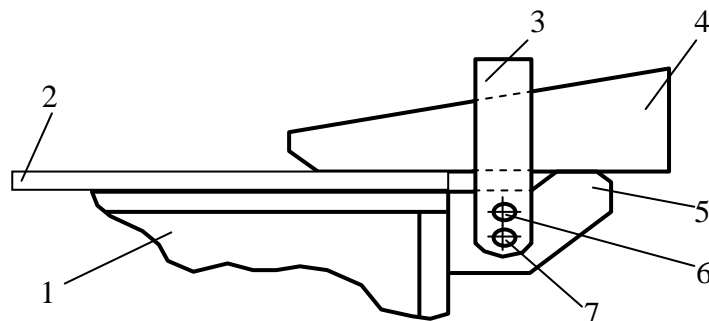


Рис.7.7. Клиновий притискач з відкидною скобою: 1-стенд; 2-заготовка; 3-скоба; 4-клин; 5-опорна планка; 6-штир; 7-вісь.

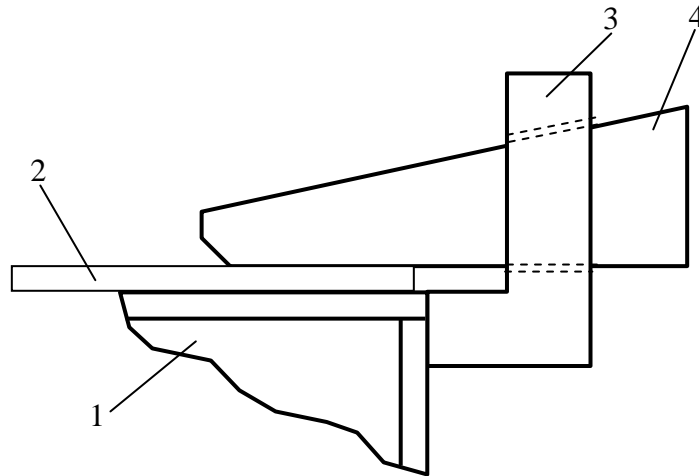


Рис.7.8. Клиновий притискач з постійною скобою:
1-стенд; 2-заготовка; 3-скоба; 4-клин.

7.5. ЕКСЦЕНТРИКОВІ ПРИТИСКАЧІ

Ексцентрикові притискачі отримали широке розповсюдження в складально-зварювальних пристроях. Головною перевагою ексцентрикового притискача є швидкодія. Закріплення заготовки здійснюється одним поворотом рукоятки ексцентрика. При цьому застосовуються кругові та криволінійні ексцентрики.

Ексцентрикові притискачі використовуються самостійно, а також в комбінації з іншими механізмами. В зв'язку з цим самостійні ексцентрикові притискачі виконуються з самогальмівними ексцентриками. В комбінованих притискачах, де в якості самогальмівних ланок використовуються гвинтові пари або пневматичні приводи, ексцентрики можуть бути несамогальмівними.

По конструктивному виконанню ексцентрикові притискачі розділяють на горизонтальні та вертикальні, а також на безпосередньо ексцентрикові (рис.7.9,а) та важільно-ексцентрикові (рис.7.9,б).

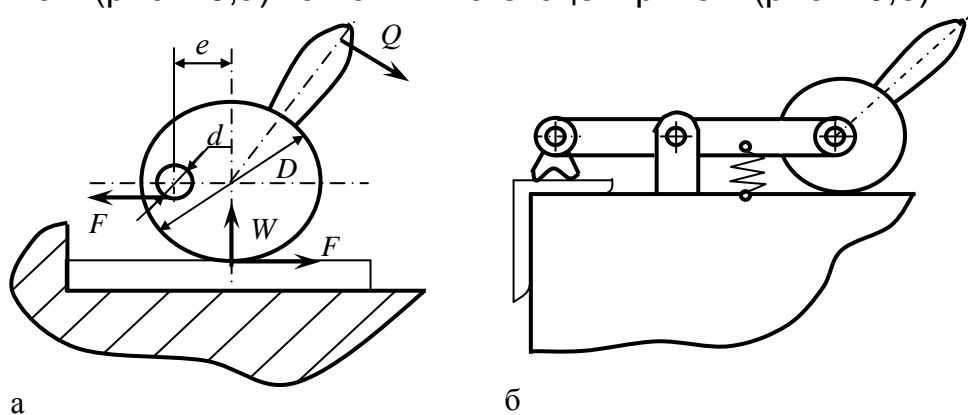


Рис. 7.9. Ексцентрикові притискачі:
а-безпосередньої дії; б- важільно-ексцентриковий.

У силовому відношенні ексцентриковий притискач аналогічний клиновому. Утворення круглого ексцентрика діаметром D можна показати шляхом накручування на круглий диск радіусом r кругового клина висотою $2e$ та довжиною основи, рівній $\pi D/2$ (рис.7.10).

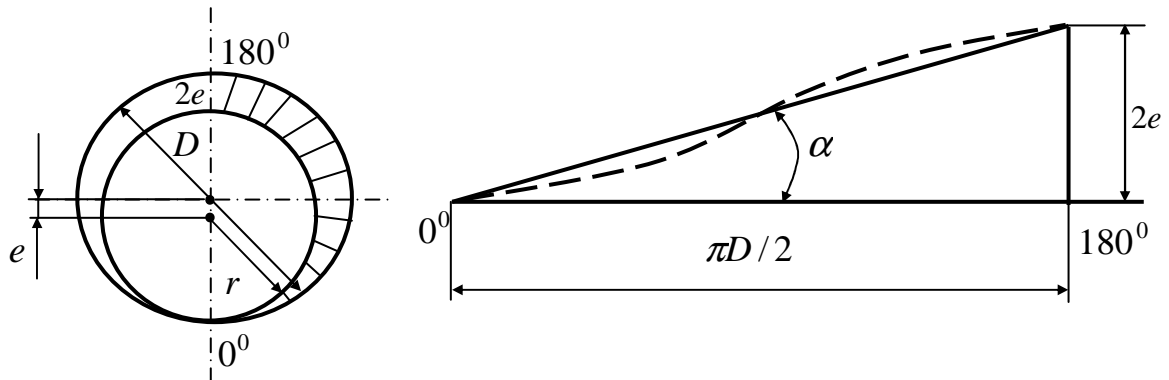


Рис. 7.10. Схема утворення кругового ексцентрика

Для встановлення залежності між силою закріплення та моментом на рукоятці ексцентрика в кінці притиску заготовки, використаємо схему, зображену на рис. 7.11. У процесі притиску заготовки на ексцентрик діють три сили [6,38]: сила на рукоятці Q , реакція заготовки T та реакція цапфи S . Під дією цих сил система знаходиться в рівновазі. Реакція T буде рівнодіючою сили притиску W та сили тертя F .

При середньому куті α підймання кривої клина (рис.7.10) та з урахуванням сил тертя, зв'язок між окружною силою на діаметрі ексцентрика і силою притиску заготовки можна виразити формулою

$$P = W[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Зусилля робітника Q прикладене на плечі рукоятки довжиною l утворює момент, який зрівноважується моментом сили притиску заготовки та сили тертя на плечі ρ , рівному відстані між центром обертання ексцентрика та точкою його дотику з заготовкою тобто

$$Ql = W\rho[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Сила притиску круговим ексцентриком визначається за формулою:

$$W = \frac{Ql}{\rho[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]},$$

де W - сила притиску заготовки, Н;

Q - сила, яка прикладена до рукоятки ексцентрика, Н;

l - плече прикладення сили, мм;

D - діаметр кругового ексцентрика, мм;

ρ - відстань від осі обертання ексцентрика до точки його дотику з

заготовкою, мм;

φ - кут тертя між ексцентриком та заготовкою;

φ_1 - кут тертя в цапфі ексцентрика;

α - кут підймання кривої ексцентрика.

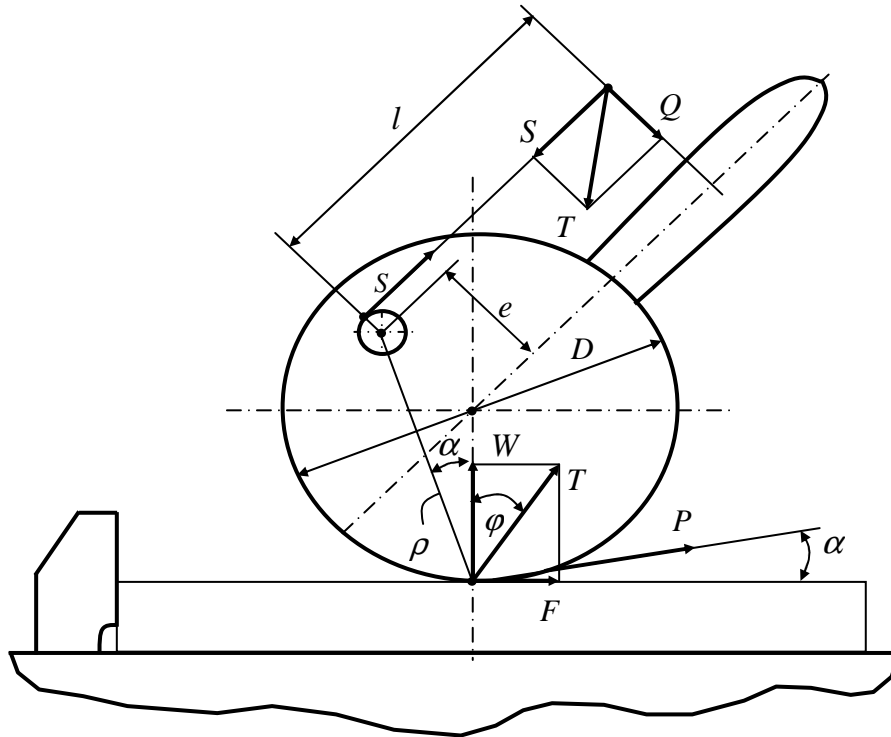


Рис. 7.11. Схема дії сил на круговий ексцентрик

Кут підймання α кривої ексцентрика є змінною величиною і залежить від кута повороту кругового ексцентрика, що впливає на сталість сили притиску заготовок.

Умова самогальмування ексцентрика може бути виражена у вигляді

$$\alpha_{\max} \leq \varphi + \varphi_1.$$

При $\varphi = \varphi_1 = 5^{\circ}43'$ умова самогальмування $\alpha_{\max} = 11^{\circ}30'$.

З метою забезпечення запасу самогальмування можна прийняти

$$\alpha_{\max} = 8^{\circ}30'$$

тоді отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{2e}{D} = f \quad \text{або} \quad \frac{2e}{D} \leq f,$$

де f - коефіцієнт тертя ковзання;

e - ексцентриситет;

$2e$ - хід ексцентрика при його повороті на 180° ;

D - діаметр ексцентрика.

При $f=0,15$ для пари сталь-сталь $e \leq 0,075D$.

Діаметр ексцентрика визначають, виходячи з ексцентриситету. Зазвичай величину ексцентриситету приймають в межах $e = 3 \dots 6$ мм.

При проектуванні ексцентрикових притискачів в розрахунках приймають середні значення: $\alpha_{cp} = 4^\circ$; $\rho_{cp} = D/2$; $l = 2D$; $\text{tg}\varphi = \text{tg}\varphi_1 = 0,15$.

Ексцентрики виготовляють зі сталі 20Х з цементацією на глибину 0,8-1,2 мм та наступним загартовуванням до твердості HRC 55-60. Ширина робочої частини ексцентрика визначається, виходячи з напружень змінання в місці контакту його з заготовкою. Якщо прийняти для ексцентрика та заготовки модулі пружності $E_1 = E_2$ та коефіцієнти поперечного стиску $\mu_1 = \mu_2 = 0,25$, то можна використати формулу

$$\sigma_{зм} = 0,415 \sqrt{\frac{WE}{RB}},$$

звідки ширина робочої частини ексцентрика

$$B = 0,0175 \frac{WE}{R\sigma_{зм}^2},$$

де R - радіус робочої частини ексцентрика;

B - ширина робочої частини ексцентрика;

E - модуль пружності.

Діаметр цапфи ексцентрика також визначається, виходячи з напружень змінання, за формулою

$$d = \frac{W}{b[\sigma_{зм}]},$$

де b - ширина цапфи, м;

$[\sigma_{зм}]$ - допускане напруження змінання, МПа;

W - сила притиску заготовки, Н.

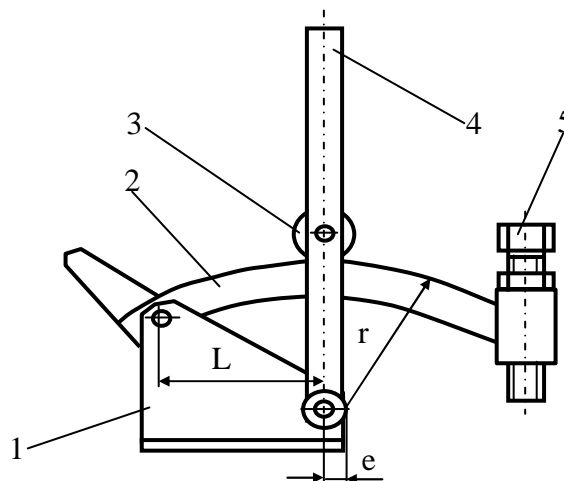


Рис. 7.12. Ексцентриковий притискач з великим робочим ходом (дуговий притискач): 1-корпус; 2-дуга; 3-ролик; 4-рукоятка; 5-гвинт регульовальний.

Різновидами ексцентрикових притискачів є криволінійні ексцентрики, або так звані дугові притискачі (рис.7.12). Вони мають робочий профіль, який окреслений по архімедові спіралі з постійним кутом підйому кривої. В даному притискачеві дуга є частиною ексцентрика, вісь якого не співпадає з віссю повороту важеля на величину ексцентриситета. При правильному виборі величини ексцентриситета траєкторія руху точки дотику ролика з дугою перетинається з зовнішньою поверхнею дуги під кутом меншим 6° , що забезпечує самогальмування притискача. Криволінійні ексцентрики забезпечують постійну силу притиску, однакові гальмівні властивості в межах робочої зони та значний робочий хід. Але виготовлення таких притискачів значно складніше у порівнянні з круговими ексцентриками.

7.6. БАЙОНЕТНІ ПРИТИСКАЧІ

Байонетні притискачі (рис.7.13) відносяться до швидкодіючих притискачів. Закріплення заготовки притискачем відбувається завдяки осьовому переміщенню та повороту штока 2 зі штифтом 3 у втулці 1 з осьовим та гвинтовим пазами 4. Сила притиску Q виникає завдяки затяжці штифта 3 зі штоком 2 у гвинтовому пазу. Самогальмування забезпечується кутом підйому гвинтового пазу, який повинен бути меншим кута тертя між штифтом та гвинтовим пазом тобто $\alpha \leq 5^{\circ}43'$. Осьове переміщення та поворот штока виконують за допомогою рукоятки 5. Сила притиску розраховується як для гвинтових притискачів.

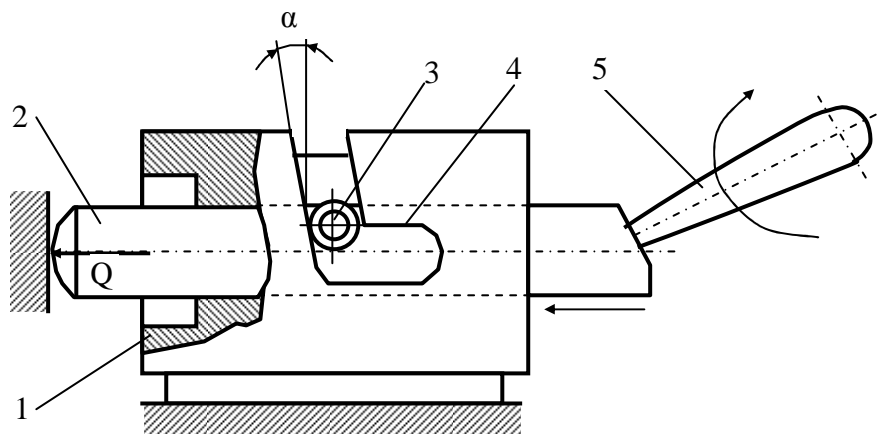


Рис.7.14. Схема байонетного притискача:
1-втулка; 2-шток; 3-штифт; 4-напрямний паз; 5-рукоятка.

7.7. КОМБІНОВАНІ ПРИТИСКАЧІ

Для збільшення сили притиску заготовок часто використовують у складально-зварювальній оснастці комбіновані притискачі. Такі

притискачі складаються з декількох послідовно з'єднаних простих механізмів. На рис.7.14 показано комбінований притискач до складу якого входять важіль 4, клин 6 та гвинт 7. Усі складові притискача розміщені в корпусі пристрою 1. Заготовка 3 притискається до опор 2 важелем 4 через клин 6, який шарнірно з'єднаний з гвинтом 7, що створює вихідну силу комбінованого притискача.

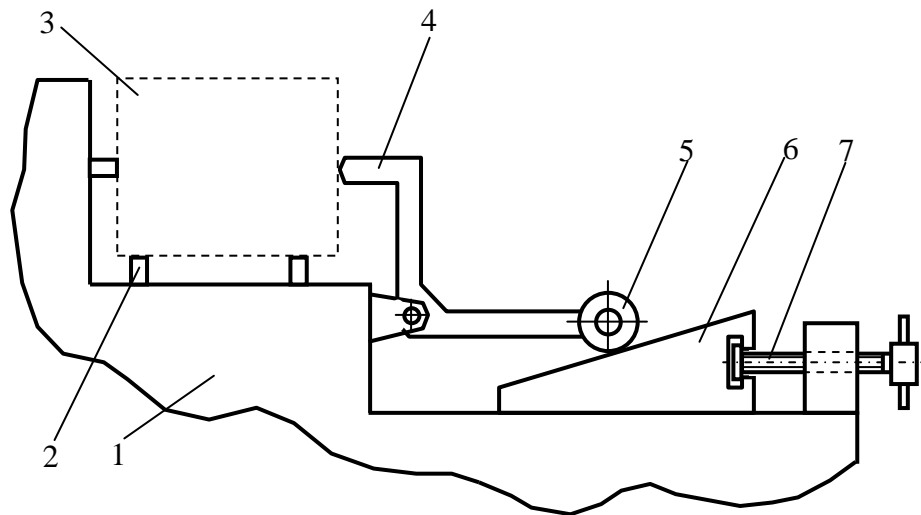


Рис. 7.14. Комбінований притискач:

1-корпус пристрою; 2-опора; 3-заготовка; 4-важіль; 5-ролик; 6-клин; 7-гвинт.

7.8. ПРУЖИННІ ПРИТИСКАЧІ

Пружинні притискачі характеризуються простотою конструкції, зручністю в експлуатації, швидкодією та можливістю забезпечувати дозовані сили притиску заготовок шляхом регулювання попереднього стиску пружини. На рис.7.15 наведено схему притискача з циліндричною пружиною, яка перетворює вихідну силу приводу W в силу притиску Q , при чому $Q \leq Q_{\text{доп}}$. Сила Q забезпечує стискання пружини на необхідну величину f_n . Необхідний стиск пружини f_n досягається переміщенням штока 5. При цьому стакан 2, що розміщений в корпусі 3, передає на заготовку 1 силу Q . Сила притиску Q обмежується нерухомим упором 4, який сприймає надлишкову силу приводу Q' .

Необхідний діаметр пружини та діаметр дроту вибирають стандартними або розраховують на кручення.

При статичному навантаженні циліндричної пружини осьовою силою в поперечних перерізах її витків виникають дотичні напруження кручення. Тому силу стискання пружини визначаємо за формулою

$$Q = \frac{\pi d^3}{8D} [\tau_k],$$

де Q -сила стискання пружини, Н;
 d -діаметр пружинного дроту, м;
 D -середній діаметр пружини, м;

$[\tau_k]$ -допускні напруження кручення, МПа.

Допускні напруження кручення визначають з допускових згинальних напружень для матеріалу пружини

$$[\tau_k] = [\sigma_3] / 1,25.$$

Згідно з ГОСТ 9389-75 використовують пружинний дріт зі сталей марок 65Г, 60С2 та 60С2А для яких допускні згинальні напруження складають 450...600 МПа .

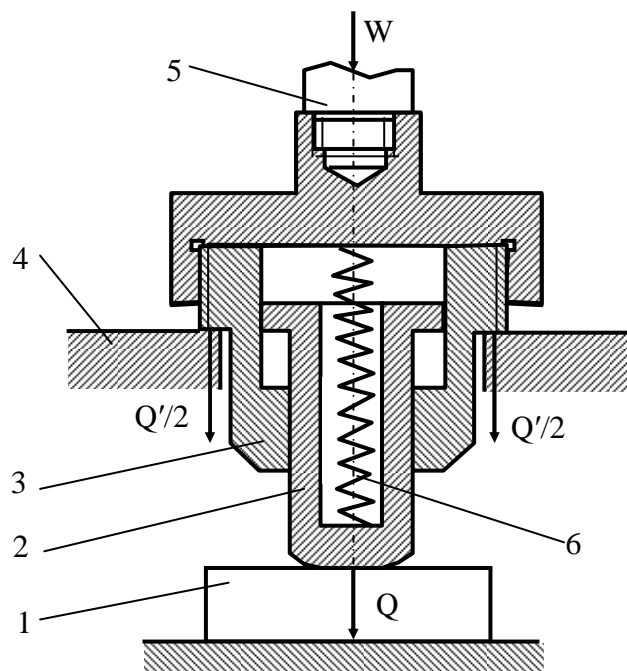


Рис.7.15. Схема пружинного притискача: 1-заготовка; 2-стакан; 3-корпус; 4-упор; 5-шток силового приводу; 6-пружина.

Укорот пружини при стисканні силою Q визначаємо за формулою

$$f_n = \frac{8QD^3}{Gd^4} i,$$

де G -модуль зсуву, МПа (для сталей приймається $G=0,8 \cdot 10^4$ МПа);

i -кількість витків пружини;

d -діаметр дроту, м.

Висота пружини у вільному стані визначається за емпіричною формулою

$$H_n = it + d,$$

де t -крок витків пружини.

Щоб не виникала втрата стійкості висота пружини стиску у вільному стані обмежується відношенням $H_n/D=3$. Якщо конструкцією притискача

передбачені спеціальні напрямні у вигляді стрижнів або стаканів то $H_p/D=5$.

7.9. ВАЖІЛЬНІ ПРИТИСКАЧІ

Важільні притискачі характеризуються швидкодією і застосовуються для збільшення сил затиску, зміни напрямку їх дії та збільшення ходу. Самостійного застосування немеханізовані важільні притискачі не мають через те, що вони повинні приводитись у дію за рахунок якого-небудь силового приводу, який був би в змозі зберігати сталість його вихідної сили. Особливо часто вони використовуються як проміжний елемент у комбінації з іншими притискачами. Зусилля на важелях може створюватись за допомогою ексцентриків, гвинтів, клинів та різних механізованих приводів.

Єдиним представником немеханізованого важільного притискача з ручним приводом є важільно-шарнірний притискач. Ручний важільно-шарнірний притискач (рис.7.16) діє за принципом самозаклинювання завдяки переходу важелів через мертву точку (чотирихшарнірна схема).

Притискач (рис.7.16) складається зі стояка 5 на якому шарнірно закріплені важіль 1 з натискним гвинтом 2 та рукоятка 4. Рукоятка 4 з'єднана шарнірно з важелем 1 за допомогою планки 3. При русі рукоятки вліво планка 3 натискає на важіль 1 і через регулювальний гвинт 2 притискає заготовку. При цьому поздовжня вісь рукоятки повинна перейти вертикальне положення. При зворотному русі рукоятки важіль 1 повертається навколо осі і вивільняє заготовку.

Сила, що передається на важіль через планку розраховується за формулою

$$P = Q \frac{L}{l_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)},$$

де β - кут тертя в шарнірах (приймається $\beta=1,5^0$);

$\alpha = 5-7^0$ кут між важелем та планкою.

Самогальмування забезпечується при досить малому куті α , близькому до нуля.

У закріпленому стані поздовжня вісь рукоятки повинна перейти вертикальне положення. Надійне закріплення заготовки забезпечується розташуванням рукоятки під невеликим кутом до планки.

Запас довжини ходу

$$S_2 = l(1 - \cos \alpha).$$

Сила притиску заготовки

$$W = P \frac{L}{L_1 + L_2} \eta.$$

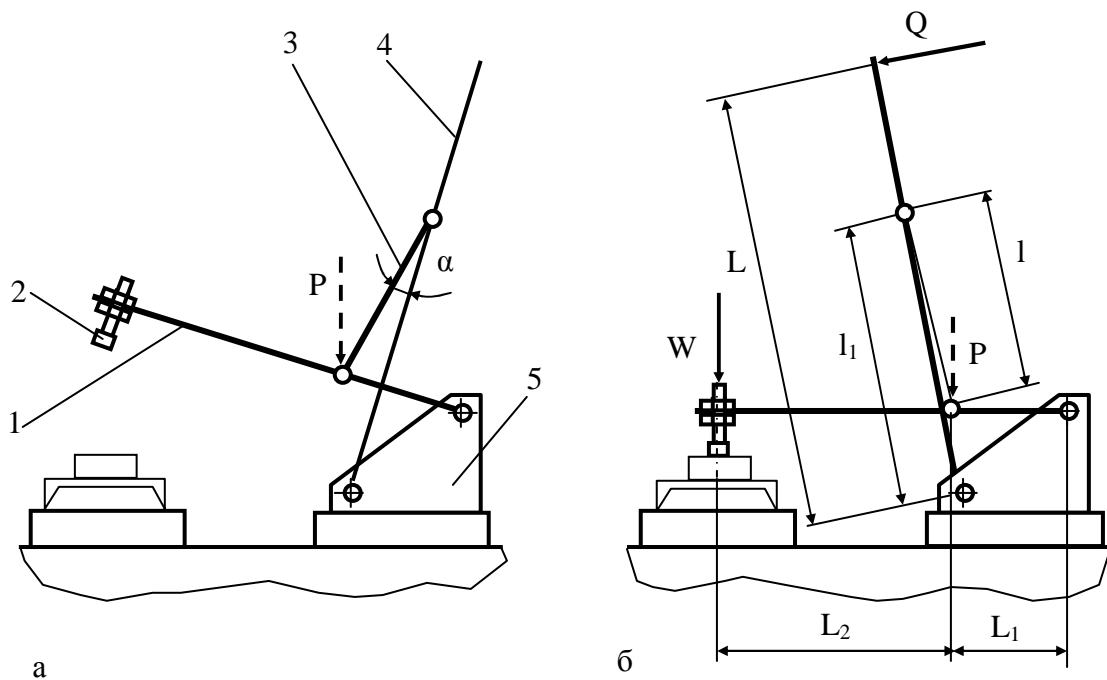


Рис. 7.16. Схема ручного важільно-шарнірного притискача:
а- неробоче положення; б- робоче положення.

7.10. МЕХАНІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ ДЛЯ МЕХАНІЗОВАНИХ ПРИВОДІВ ПРИТИСКАЧІВ

Механічні підсилювачі призначені для підвищення величини вихідної сили механізованого приводу, яка передається притискачем для притиску деталей. Механічні підсилювачі є проміжною ланкою між приводом та притискачем і використовуються тоді, коли для притиску заготовки при складанні необхідна значно більша сила, ніж вихідна сила механізованого приводу.

У зварювальному виробництві більшість складально-затискних пристроїв оснащені силовими приводами у вигляді пневматичних або гідравлічних циліндрів, чи то пневмокамер, обладнаних механічними підсилювачами у вигляді важільних або клинових механізмів.

За принципом дії механізми-підсилювачі поділяють на важільні, шарнірно-важільні, клинові, плунжерно-клинові та комбіновані. Роботу механізмів-підсилювачів характеризують наступні величини: передаточне відношення сили та передаточне відношення переміщень точок прикладання сили.

Передаточне відношення сили

$$i_c = \frac{W}{Q},$$

звідки

$$W = Qi_c$$

де W - сила притиску деталі, Н;

Q - вихідна сила приводу, Н.

Передаточне відношення переміщень точок прикладення сили

$$i_n = \frac{S_2}{S_1},$$

звідки

$$S_2 = S_1 i_n$$

де S_2 - переміщення точки прикладення сили притиску W ;

S_1 - переміщення точки прикладання вихідної сили приводу Q .

В комбінованих механізмах - підсилювачах ці величини можна виразити добутком цих відношень

$$\begin{aligned} i_c &= i_{c1} i_{c2} \dots i_{cn}; & i_n &= i_{n1} i_{n2} \dots i_{nn}; \\ W &= Q i_c = Q i_{c1} i_{c2} \dots i_{cn}; & S_2 &= S_1 i_n = S_1 i_{n1} i_{n2} \dots i_{nn}. \end{aligned}$$

7.11. ВАЖІЛЬНІ ТА ВАЖІЛЬНО-ШАРНІРНІ МЕХАНІЗМИ

Розглянемо декілька важільних механізмів, схеми яких представлені на рис.7.17. Такі механізми інколи називають прихватами. Для цих механізмів необхідно визначити вихідну силу Q , яка забезпечила б необхідну розрахункову силу притиску заготовки W . Величину сили притиску заготовки W визначаємо з умови рівноваги моментів відносно опор з урахуванням витрат на тертя в опорі важеля $\eta=0,85$.

Для схеми на рис.7.17,а

$$Q = W \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad \text{при } l_1 = l_2, \quad Q = W \frac{1}{\eta};$$

для схеми на рис. 7.17,б

$$Q = W \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad \text{при } l_1 = l_2, \quad Q = \frac{W}{2} \cdot \frac{1}{\eta};$$

для схеми на рис. 7.17,в

$$Q = W \frac{l_1 + l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad \text{при } l_1 = l_2, \quad Q = 2W \frac{1}{\eta};$$

для схеми на рис. 7.17,г

$$Q = W \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}, \quad \text{при } l_1 = l_2, \quad Q = W \frac{1}{\eta}.$$

Таким чином, найбільш ефективним є притискач за схемою 7.17,в, який дає вигоду в силі у два рази. При можливості таку схему доцільно використовувати у складально-зварювальних пристроях.

На відміну від важільних у важільно-шарнірних механізмах важіль має два шарніри на обох кінцях, де через один з них передається вихідна

сила приводного пневмо- або гідроциліндра P , а через другий сила Q на механізм затиску заготовки. У складально-зварювальних пристроях застосовують три типи шарнірно-важільних механізмів-підсилювачів: однаважільні, двоважільні односторонньої дії та двоважільні двосторонньої дії.

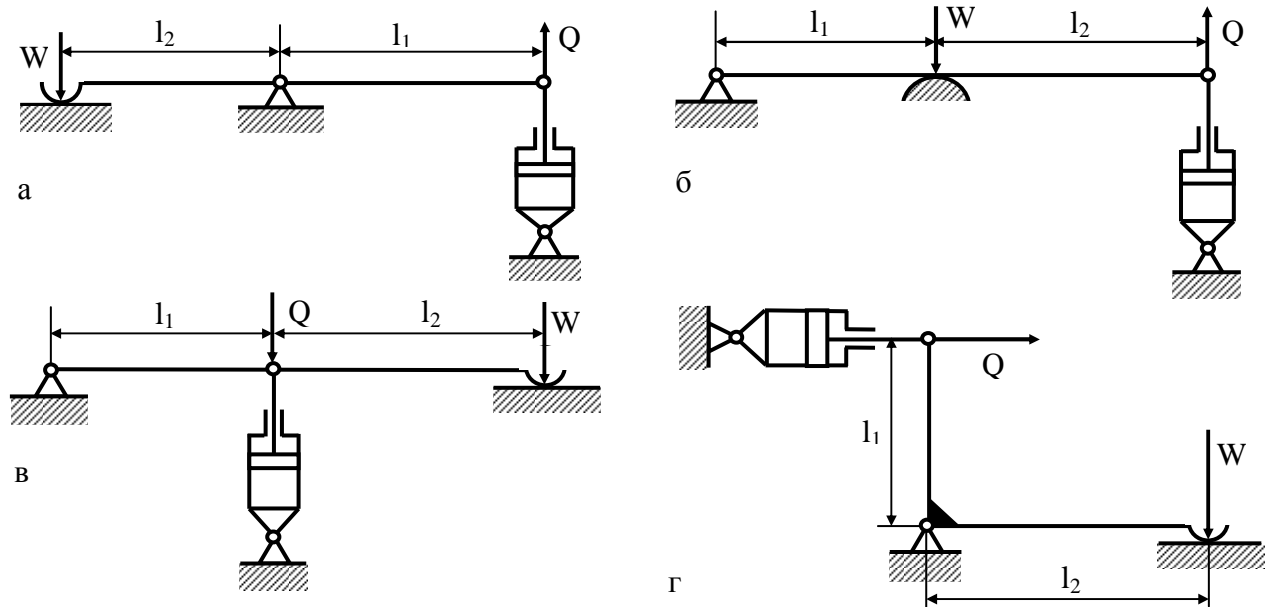


Рис. 7.17. Схеми важільних механізмів

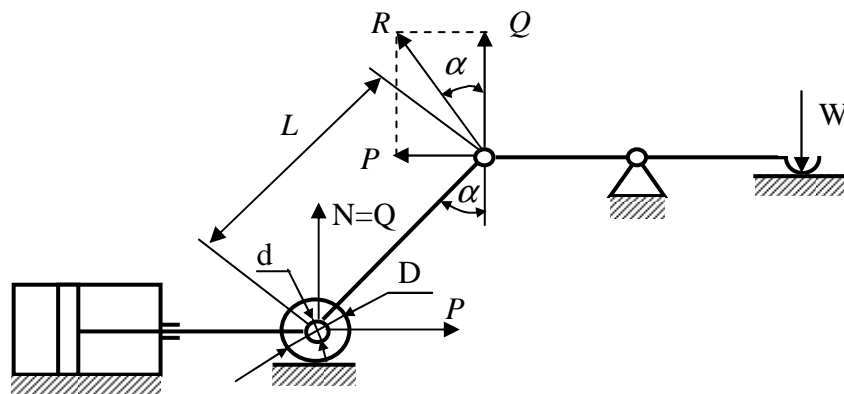


Рис. 7.18. Однаважільний шарнірний притискач односторонньої дії

Для однаважільного шарнірного підсилювача з роликовою опорою (рис.7.18)

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{1np}},$$

де α - кут нахилу важелів (приймається $\alpha=5...10^0$);

φ_{1np} -приведений кут тертя кочення, який враховує витрати на тертя в роликовій опорі;

$$\varphi_{1np} = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{d}{D} = f \frac{d}{D};$$

β - допоміжний кут до кута α , який враховує витрати на тертя в роликовій опорі;

$$\beta = \arcsin f \frac{d}{L};$$

$f = 0,1 \dots 0,15$ - коефіцієнт тертя ковзання в шарнірах на осі ролика (якщо застосовуються шарикопідшипники то $f = 0,015$).

D, d - діаметри ролика та його осі;

L - відстань між отворами важеля.

Запас ходу

$$S_2 = L(1 - \cos \alpha).$$

Для двоважільного шарнірного підсилювача односторонньої дії з “ламким” важелем (рис.7.19) сила Q на важелі, що створюється таким притискачем, вдвоє менша

$$Q = \frac{P}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)},$$

а запас ходу вдвоє більший, ніж в притискачеві виконаному по схемі, що наведена на рис.7.18

$$S_2 = 2L(1 - \cos \alpha).$$

У зв'язку з цим такі важільно-шарнірні притискачі застосовуються в тих пристроях в яких необхідно мати збільшений хід притискних механізмів.

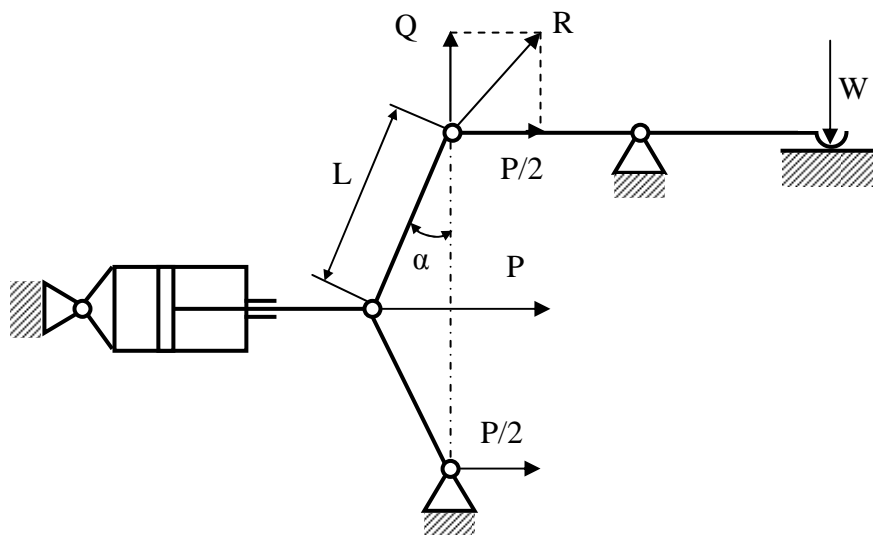


Рис. 7.19. Кінематична схема двоважільного шарнірного притискача односторонньої дії

Для двоважільного шарнірного підсилювача двосторонньої дії з “ламким” важелем (рис.7.20) сила на важелях Q така ж, як для попереднього випадку

$$Q = \frac{P}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)},$$

а запас ходу вдвоє менший

$$S_2 = L(1 - \cos \alpha).$$

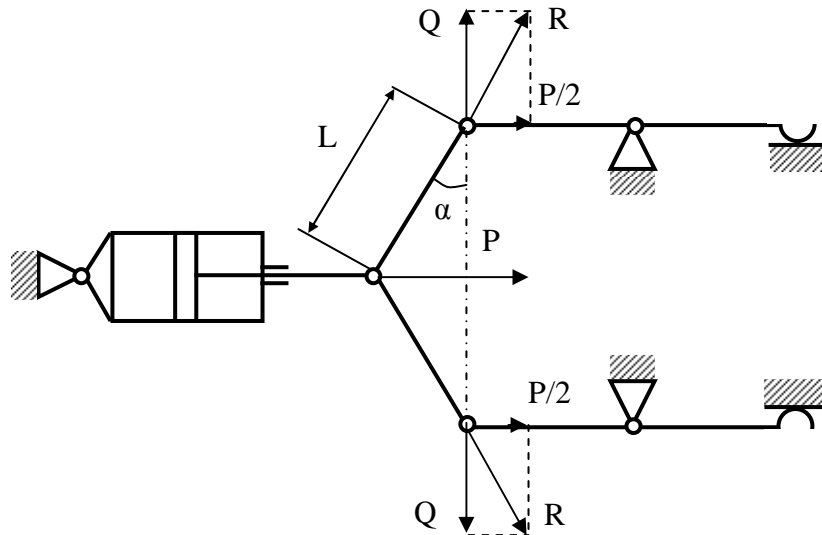


Рис. 7.20. Кінематична схема двоважільного шарнірного притискача двосторонньої дії

7.12. КЛИНОПЛУНЖЕРНІ МЕХАНІЗМИ – ПІДСИЛЮВАЧІ

Клиноплунжерні механізми застосовуються як підсилювачі силового приводу у складально-зварювальних пристроях. Розрізняють одноплунжерні, двоплунжерні та багатоплунжерні клинові механізми [3,8]. Одно- та двоплунжерні механізми застосовуються у пристроях для збільшення вихідної сили приводу, а багатоплунжерні механізми використовуються у розтискних пристроях (центраторах, оправках та ін.).

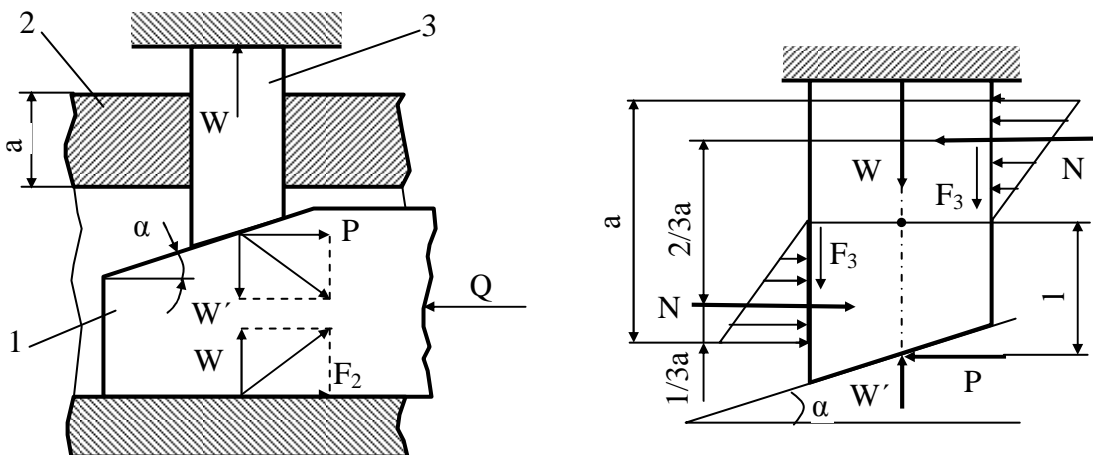


Рис. 7.21. Схема одноплунжерного клинового механізму:
1-односковий клин; 2-напрямна; 3- консольний плунжер.

Розглянемо схему одноплунжерного клинового механізму з консольним плунжером (рис.7.21). Для односкосого клина сили W' та P визначаються за формулами

$$W' = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}, \quad (7.7)$$

$$P = W' \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Від дії сили P консольний плунжер 3 перекошується в межах зазору напрямної 2, що сприяє виникненню тиску плунжера на напрямні. Тиск плунжера на напрямну розподіляється за законом трикутника. Рівнодіючі цих тисків N розміщені на відстані $1/3a$ від вершини прямого кута. Відстань між рівнодіючими N становить $2/3a$. Силу тиску N визначаємо з умови рівноваги моментів сил відносно точки O

$$Pl - N \frac{2}{3}a = 0,$$

звідки

$$N = P \frac{3l}{2a} = W' \frac{3l}{2a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$$

Ця сила сприяє виникненню сил тертя

$$F_3 = N \operatorname{tg} \varphi_3 = W' \frac{3l}{2a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3.$$

З суми проекцій усіх сил на вертикальну вісь визначаємо силу W'

$$W + 2F_3 - W' = 0,$$

$$W + W' \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3 - W' = 0,$$

$$W' = \frac{Q}{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}. \quad (7.8)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (7.7) та (7.8), визначаємо силу Q

$$Q = W \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3},$$

де Q -сила забивання клина;

W -сила притиску заготовки плунжером;

α -кут скосу клина; a -довжина напрямної плунжера (приймають $l/a = 0,7$)

l -відстань від середньої точки контакту плунжера з клином до середини напрямної плунжера;

φ_1 -кут тертя на скошеній поверхні клина;

φ_2 -кут тертя на горизонтальній поверхні клина;
 φ_3 -кут тертя між консольним плунжером та напрямною.
 У розрахунках приймається, що $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3$.

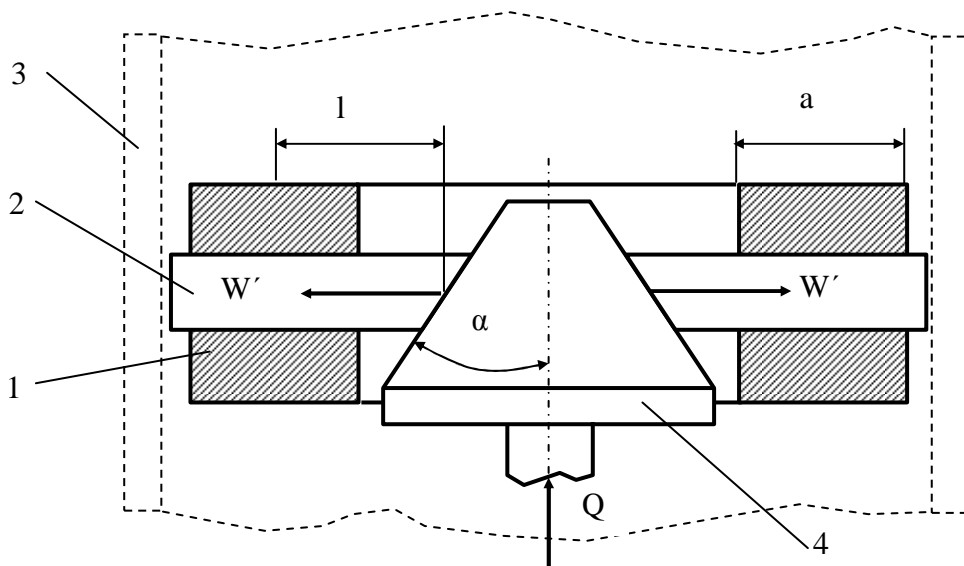


Рис.7.22. Клиноплунжерний механізм з двоскошим клином:
 1-напрямна; 2-плунжер; 3-виріб; 4-двоскоший клин.

Багатоплунжерні клинові механізми використовуються у складально-зварювальній оснастці для розтискання циліндричних обичайок при складанні під зварювання кільцевих швів. На рис.7.22 наведена схема клиноплунжерного механізму з двоскошим клином 4, який через плунжери 2 розтискає обичайку 3. Клин 4 має однакові кути нахилу α і передає на плунжери 2 однакові сили розтиску W' . Усі виводи, що стосуються односкосого клина, дійсні і для двоскосого клина з поправкою на відсутність сили тертя F_2 через відсутність у нього горизонтальної поверхні.

Підсумкова сила розтиску обичайки усіма плунжерами визначається за формулою

$$W_{\text{сум}} = Q \frac{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)} .$$

Сила розтиску обичайки кожним плунжером

$$W' = \frac{W_{\text{сум}}}{n} = Q \frac{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) n} ,$$

де Q -вихідна сила механізованого привода, Н;

l - відстань між точкою прикладання сили W' та серединою напрямної, мм;

a - довжина напрямної плунжера, мм;

n - кількість плунжерів.

Умова самогальмування для багатоплунжерних механізмів при $f=0,1$:

для механізмів без роликів $\alpha \leq 5^{\circ}43'$;

для механізмів з роликами $\alpha \leq 2^{\circ}50'$.

У клинових механізмах з роликами витрати на тертя зменшуються, а сила притиску збільшується на 30...50%. На рис.7.23 наведені схеми клиноплунжерних механізмів з роликами в яких на поверхнях клина тертя ковзання замінено на тертя кочення. Оскільки такі механізми застосовуються як підсилювачі механізованих приводів з кутом скосу клина $\alpha \geq 10^{\circ}$, то у них відсутні самогальмівні властивості

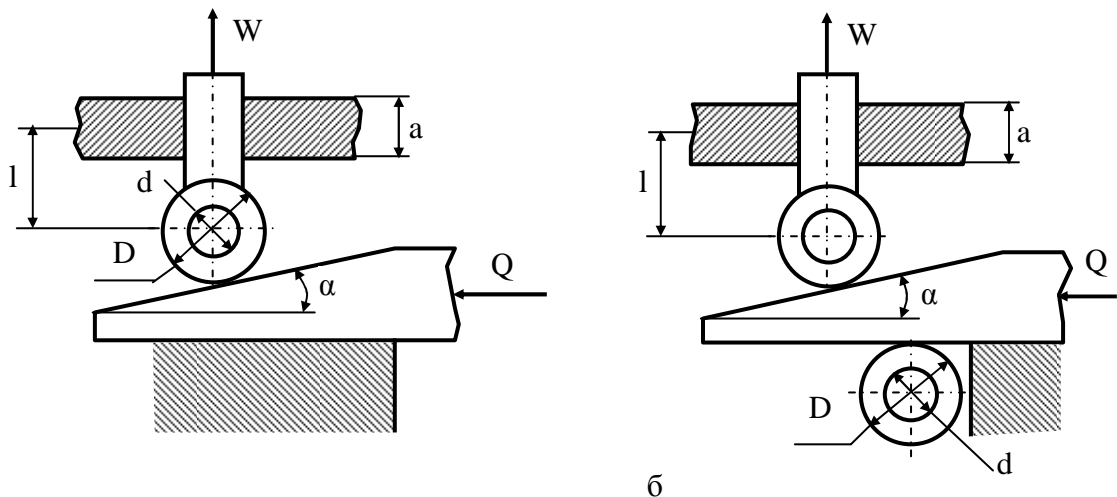


Рис.7.23. Схеми клиноплунжерних механізмів:
а-з одним роликом; б-з двома роликами.

Для механізму (рис.7.23,а) з консольним плунжером та одним роликом сила притиску заготовки визначається за формулою

$$W = Q \frac{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Для механізму (рис.7.23,б) з консольним плунжером та двома роликами сила притиску заготовки визначається

$$W = Q \frac{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) \operatorname{tg} \varphi_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_{2np}},$$

де $\operatorname{tg} \varphi_{1np} = \operatorname{tg} \varphi_1 \left(\frac{d}{D} \right)$ - приведений коефіцієнт тертя кочення на нахилений

поверхні клина;

$$tg \varphi_{2np} = tg \varphi_2 \left(\frac{d}{D} \right) \text{-приведений коефіцієнт тертя кочення на}$$

горизонтальній поверхні клина;

D,d-діаметри ролика та його осі.

7.13. ПНЕВМАТИЧНІ ПРИТИСКАЧІ

Застосування пневмопритискачів скорочує допоміжний час при виготовленні зварних конструкцій завдяки швидкодії та керуванню пристроєм з одного робочого місця. Пневмопритискачі забезпечують достатнє складальне зусилля та швидке закріплення і вивільнення вузлів та виробів, які складаються.

Розрізняють три різновиди пневмопритискачів:

- а) пневмоциліндри односторонньої та двосторонньої дії;
- б) пневмокамери (діафрагмові камери);
- в) пневмошланги.

У складально-зварювальних пристроях використовуються пневмопритискачі прямої дії (безпосередньої дії) та пневмоважільні системи. Найбільше розповсюдження пневмоважільних систем пов'язано з тим, що вони дають можливість дозувати складальні зусилля та величину переміщення робочих органів.

Переваги пневмопритискачів: доступність, завдяки наявності на заводах мережі стисненого повітря; порівняльна простота конструкції; швидкодія; надійність в роботі; зручність в керуванні.

Недоліки пневмопритискачів: труднощі регулювання швидкості ходу; необхідність в очищенні повітря від вологи; обмеженість величини сили на штоці (20-30 кН); шумність у роботі та ін.

Приклади застосування у складально-зварювальних пристроях різних пневматичних притискачів з пневмоциліндрами, пневмокамерами та пневмошлангами наведені на рис.7.24-7.29.

7.14. РОЗРАХУНОК Г-ПОДІБНОГО ПРИХВАТА

Схема Г-подібного поворотного прихвата наведена на рис.7.29. При переміщенні штока поршня пневмоциліндра такий прихват здійснює вертикальний рух та завдяки гвинтовому пазу повертається навколо поздовжньої осі, що забезпечує безперешкодне зняття та встановлення заготовки. Для попередження обертального руху поршня, його шток з'єднують зі штоком прихвата за допомогою кульового шарніра.

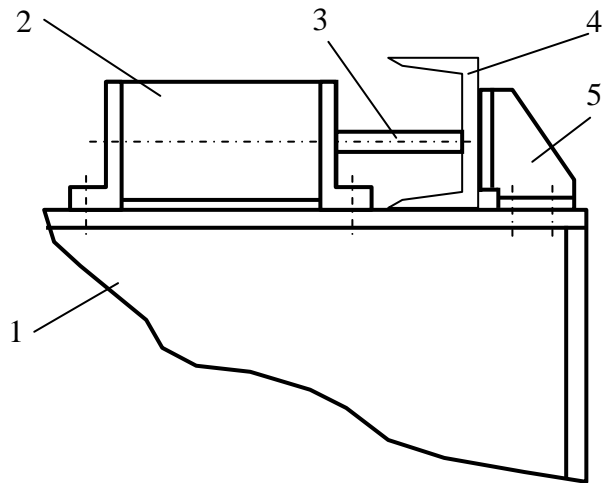


Рис.7.24. Пневмопритискач прямої дії:
1-рама стенда; 2-пневмоциліндр; 3-шток; 4-заготовка; 5-упор.

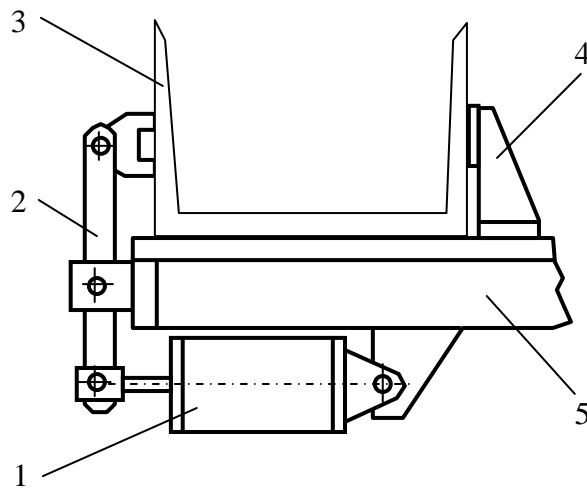


Рис.7.25. Пневмоважільний притискач:
1-пневмоциліндр; 2-важіль; 3-заготовка; 4-упор; 5-рама стенда.

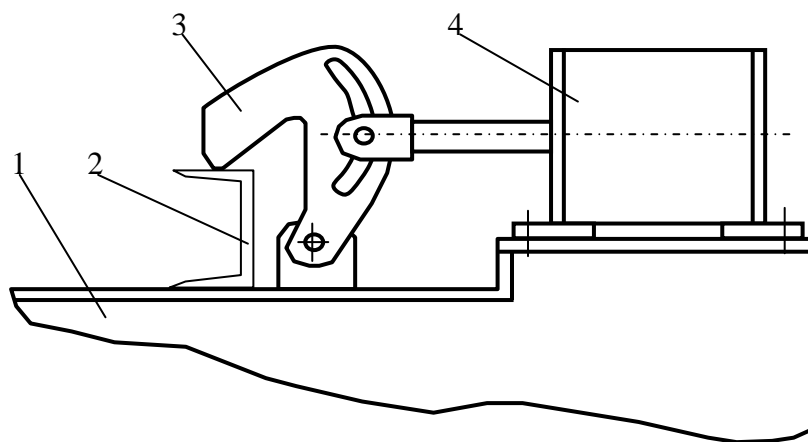


Рис.7.26. Пневмоважільний притискач:
1-рама стенда; 2-заготовка; 3-важіль; 4-пневмоциліндр.

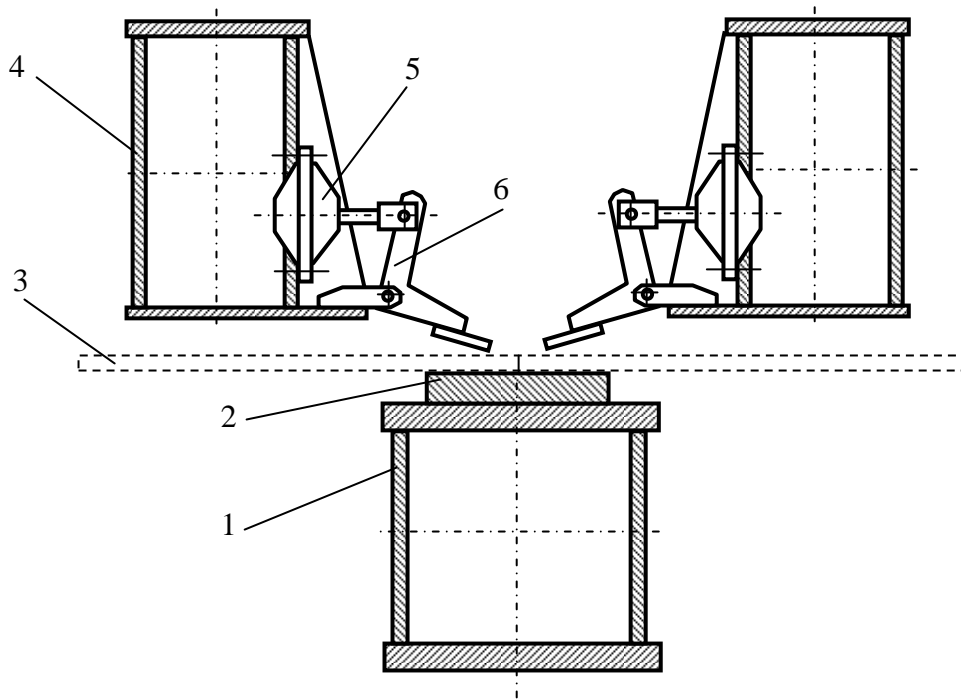


Рис.7.27. Важільні притискачі з діафрагмовими камерами:
 1-нижня опорна балка; 2-підкладка; 3-заготовки; 4-верхня опорна балка;
 5-діафрагмова камера; 6- важільний притискач.

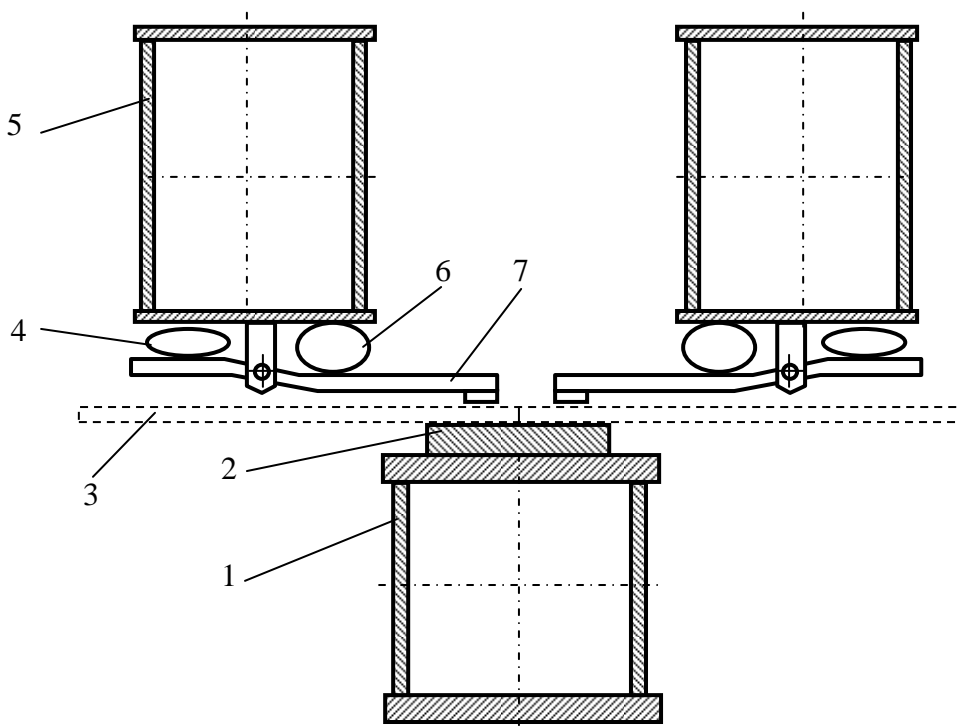


Рис.7.28. Важільні притискачі з пневмошланговим приводом:
 1-нижня опорна балка; 2-підкладка; 3-заготовки; 4-зворотний шланг;
 5-верхня опорна балка; 6-притискний шланг; 7-важіль.

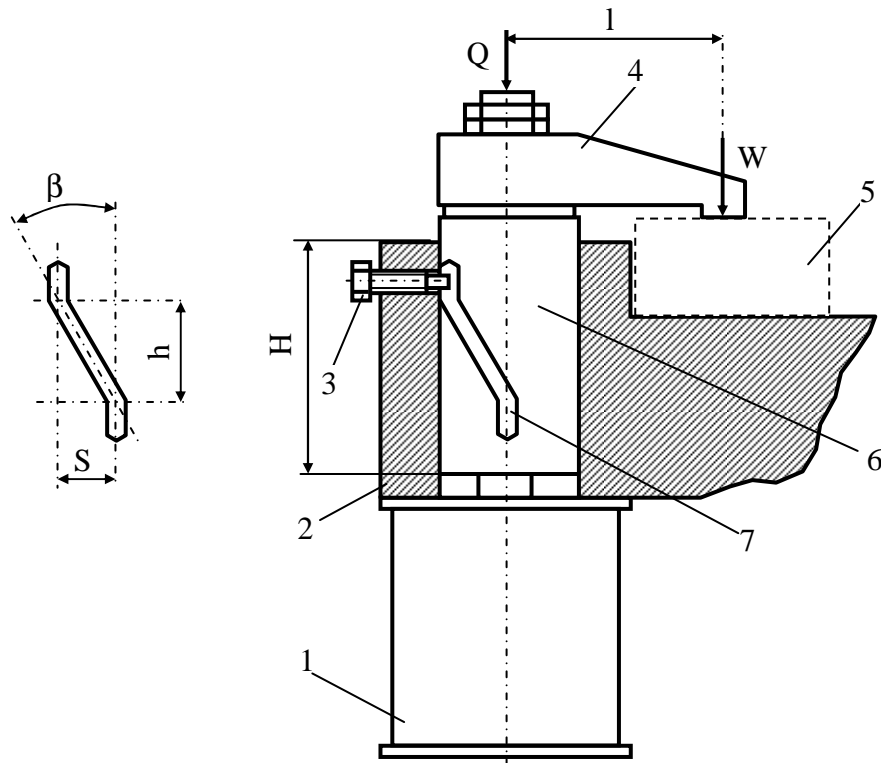


Рис.7.29. Схема Г-подібного прихвата з пневмоциліндром:
 1-пневмоциліндр; 2-напрямна; 3-гвинт установочний; 4-прихват;
 5-заготовка; 6-шток; 7-паз гвинтовий.

Сила, яка необхідна для приведення у дію такого прихвата визначається за формулою [6,7]

$$Q = \frac{W}{1 - \frac{3l}{H} f},$$

де W -розрахункова сила притиску заготовки, Н;

l -плече прикладання сили притиску, мм;

H -довжина опорної поверхні напрямної прихвата, мм;

$f=0,05...0,1$ -коефіцієнт тертя в напрямній прихвата.

Вертикальний хід притискача

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg}\beta},$$

де β -кут нахилу гвинтового паза, град.(приймають $\beta=30...40^{\circ}$);

$S = \frac{\pi d \alpha}{360}$ -горизонтальний хід прихвата при повороті на певний кут, мм;

α -кут повороту прихвата, град. (приймають $\alpha=90^{\circ}$);

d -діаметр штока прихвата, мм.

7.15. РОЗРАХУНОК ПНЕВМОЦИЛІНДРІВ

Розрізняють пневмоциліндри односторонньої штовхаючої (рис.7.30,а) та тягнучої дії (рис.7.30,б), а також пневмоциліндри двосторонньої дії (рис.7.30,в).

Розрахунок пневмоциліндрів зводиться до визначення сили на штоці поршня при заданих діаметрі циліндра та тиску повітря. Можна за відомими значеннями сили на штоці поршня та тиску повітря визначити діаметр пневмоциліндра.

Сила на штоці пневмоциліндра односторонньої дії зі зворотною пружиною:

при впуску повітря в позаштокову порожнину

$$Q = p_n \frac{\pi D^2}{4} \eta - Q_1;$$

при впуску повітря в штокову порожнину

$$Q = p_n \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta - Q_1,$$

де p_n - питомий тиск повітря в мережі, МПа ($p_n=0,4...0,6$ МПа);

η - ККД пневмоциліндра ($\eta = 0,85...0,9$);

D - діаметр поршня, м;

d - діаметр штока, м;

Q_1 - опір зворотної пружини, Н.

В кінці робочого ходу поршня зворотна пружина створює опір в межах 5...20% від сили Q на штоці пневмоциліндра [8].

Сила на штоці пневмоциліндра двосторонньої дії без зворотної пружини:

при впуску повітря в позаштокову порожнину

$$Q = p_n \frac{\pi D^2}{4} \eta;$$

при впуску повітря в штокову порожнину

$$Q = p_n \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta.$$

Якщо відомі сила на штоці та тиск повітря у заводській мережі, то визначається діаметр пневмоциліндра, який округляється до найближчого стандартного (табл.7.1)

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p_n \eta}}.$$

Таблиця 7.1. Діаметри пневмоциліндрів двосторонньої дії (ГОСТ 15608-81).

D, мм	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
--------------	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

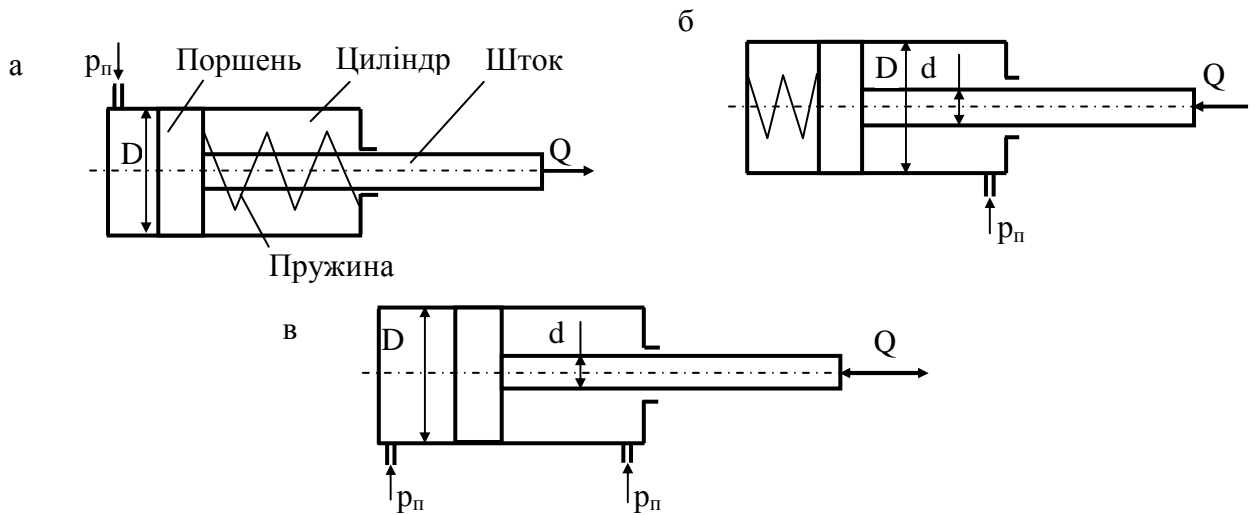


Рис. 7.30. Схеми пневмоциліндрів:
а,б-односторонньої дії; в- двосторонньої дії.

7.16. РОЗРАХУНОК ДІАФРАГМОВИХ ПНЕВМОКАМЕР

Пневмокамери з тарілчастими гумотканинними діафрагмами бувають односторонньої та двосторонньої дії (рис.7.31). У порівнянні з пневмоциліндрами пневмокамери простіші у виготовленні, довговічніші та надійніші, а для приведення їх у дію може використовуватись менш очищене та більш вологе повітря. Недоліками пневмокамер є досить малий хід штока (30...60 мм) та великий діаметр (у порівнянні з циліндром тогож зусилля), що в деякій мірі обмежує їх застосування у складально-зварювальних пристроях.

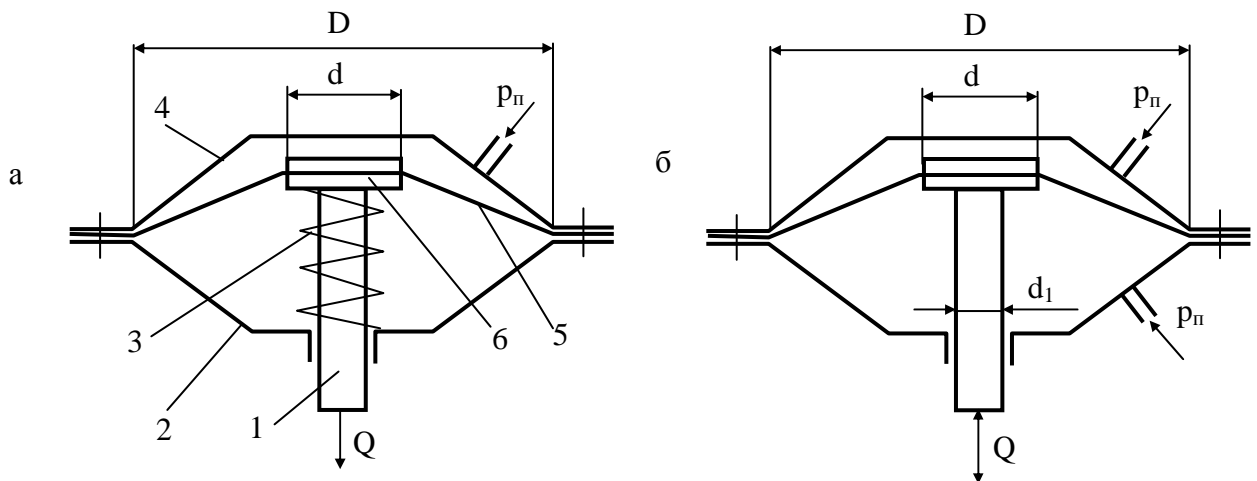


Рис.7.31. Схеми діафрагмових пневмокамер:
а- прямої дії; б- двосторонньої дії;
1-шток; 2-корпус; 3-зворотна пружина; 4-кришка; 5-діафрагма; 6-опорний диск.

Зусилля на штоці пневмокамери змінюється при переміщенні штока з вихідного положення в кінцеве. У кінці хода зусилля на штоці зменшиться до нуля, тому що вся енергія стисненого повітря буде витрачатись тільки на пружну деформацію діафрагми. У зв'язку з цим використовують не всю довжину робочого ходу штока діафрагми, а тільки її частину, щоб сила на штоці в кінці хода складала 80...85% від сили у вихідному положенні штока [8].

Наближений розрахунок сили на штоці діафрагмової пневмокамери односторонньої дії із зворотною пружиною здійснюється за наступними формулами:

у вихідному положенні штока

$$Q = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p_n \eta - Q_1;$$

після переміщення штока на довжину $0,3D$

$$Q = 0,75 \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p_n \eta - Q_1,$$

де D -діаметр діафрагми усередині камери, м;

d -діаметр опорного диска діафрагми, м (приймають $d=0,7D$);

p_n -тиск повітря, МПа;

Q_1 –опір зворотної пружини в кінці робочого ходу штока, Н;

$\eta=0,85...0,9$ -ККД пневмокамери.

Сила на штоці діафрагмової пневмокамери двосторонньої дії при подаванні повітря у безштокову порожнину:

у вихідному положенні штока

$$Q = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p_n \eta;$$

при переміщенні штока на довжину $0,3D$

$$Q = 0,75 \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p_n \eta.$$

Сила на штоці при подаванні стисненого повітря в штокову порожнину:

у вихідному положенні штока

$$Q = \frac{\pi}{16} [(D + d)^2 - d_1^2] p_n \eta;$$

після переміщення штока на довжину $0,3D$

$$Q = 0,75 \frac{\pi}{16} [(D + d)^2 - d_1^2] p_n \eta,$$

де d_1 –діаметр штока, м.

Якщо відомі сила на штоці та тиск повітря, то діаметр діафрагмової камери наближено визначають як для пневмоциліндра, а потім

уточнюють розрахункову силу на штоці. Розрахунковий діаметр діафрагмової пневмокамери вибирають відповідно до стандартів (табл.7.2).

Таблиця 7.2. Діаметри діафрагмових пневмокамер (ГОСТ 9887-61)

D, мм	125	160	200	250	320	400	500
--------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

7.17. РОЗРАХУНОК ПНЕВМОШЛАНГОВИХ ПРИТИСКАЧІВ

Завдяки простоті, портативності та надійності в роботі пневмошлангові приводи використовують у складально-зварювальних пристроях. Недоліки пневмошлангів: малий робочий хід, залежність корисної сили від ступеня сплющування пневмошланга. Розрахункова схема пневмошлангового притискача наведена на рис.7.32.

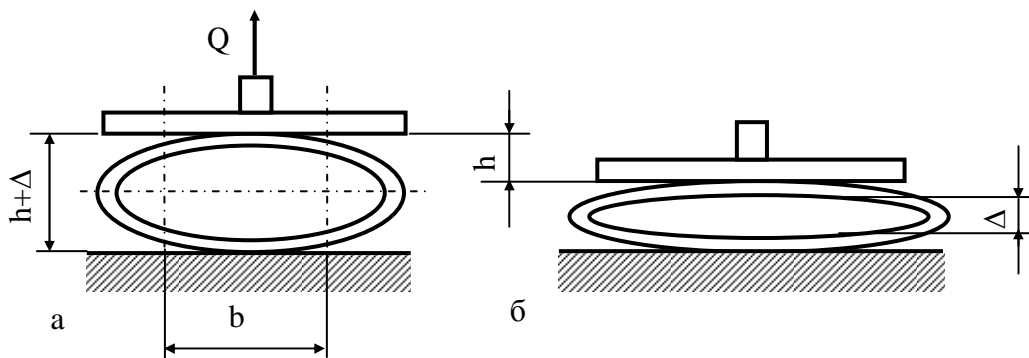


Рис. 7.32. Розрахункова схема пневмошлангового приводу:
а- в робочому стані; б- в неробочому стані.

Корисна сила (Q , Н/м) пневмошланга на погонну одиницю його довжини

$$Q = bp, \quad (7.9)$$

де b - ширина площадки тиску, м;

p - тиск повітря, МПа.

Під тиском повітря армований шланг не може розтягнутись до кола, тому зберігається така наближена геометрична рівність [2]

$$\pi d_{ш} = 2b + \pi(h + \Delta)$$

звідки

$$b = \frac{\pi(d_{ш} - h - \Delta)}{2}, \quad (7.10)$$

де h - вертикальний хід шланга;

$d_{ш}$ - діаметр шланга;

Δ - залишковий зазор внутрішньої порожнини сплющеного шланга в неробочому стані (приймається $\Delta = 3-5$ мм).

Якщо відомі значення p , Q та h , то внутрішній діаметр шланга визначається спільним розв'язанням рівнянь (7.9) та (7.10), тобто

$$d_{ш} = \frac{2Q}{\pi p} + h + \Delta.$$

За стандартам підбирають шланг найближчого більшого діаметра, як правило, прогумований пожежний рукав. Якщо діаметр вибраного шланга значно більший від розрахункового, а збільшення сили притиску з деяких міркувань недопустимо, то необхідно зменшити тиск повітря у шланзі. Для цього в пневмосистемі застосовують редуційний клапан, відрегульований на необхідний тиск повітря.

Допустимий тиск повітря в пневмошланзі можна знайти в залежності від вибраного діаметра шланга $d_{ш}$ та заданих h , Q :

$$P_{дон} = \frac{2Q}{\pi(d_{ш} - h - \Delta)}.$$

Мінімальне робоче зусилля пневмошлангового притискача:

$$Q = \frac{\pi}{2} p(d_{ш} - h - \Delta);$$

з урахуванням дії зворотної пружини

$$Q = \frac{\pi}{2} p(d_{ш} - h - \Delta) + P_{пр},$$

де $P_{пр}$ - сила зворотної пружини для сплющування пневмошланга, H (при розрахунках приймають $P_{пр} \approx 0,05Q$).

7.18. ВАКУУМНІ ПРИТИСКАЧІ

Вакуумні притискачі використовують для закріплення деталей невеликої маси з будь-яких матеріалів, переважно при односторонньому доступі до заготовки з плоскими або криволінійними базовими поверхнями. У таких притискачах між базовою поверхнею заготовки та порожниною корпусу створюється розрідження і заготовка притискається до гумового ущільнювача надлишковим атмосферним тиском.

На рис.7.33. наведена схема вакуумного притискача з використанням вакуумного насоса. Заготовка 4 встановлюється на гумовий ущільнювач 5 корпусу притискача 3. З порожнини 6 корпусу 3 повітря видаляється за допомогою вакуумного насоса 1 через ресивер 2. Ресивер застосовують для швидкого створення вакууму в порожнині 6. При створенні вакууму в порожнині 6 надлишковий атмосферний тиск рівномірно притискає заготовку 4 до корпусу притискача 3. Герметичність порожнини 6 забезпечується гумовим ущільнювачем 5. Розкріплення заготовки 4 здійснюється сполученням порожнини 6 з атмосферою за допомогою розподільчого крана 7.

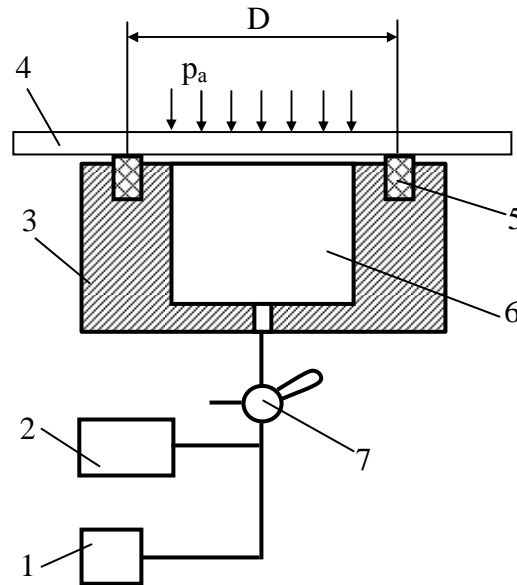


Рис.7.33. Схема вакуумного притискача з використанням вакуумного насоса:
 1-вакуумний насос; 2-ресивер; 3-корпус вакуумного притискача; 4-заготовка;
 5-гумовий ущільнювач; 6-порожнина; 7-розподільчий кран.

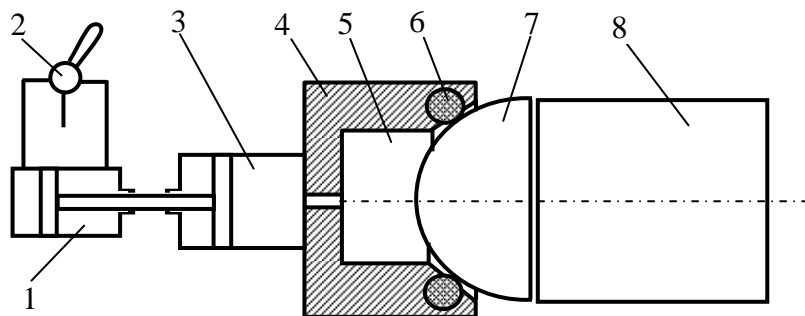


Рис. 7.34. Схема вакуумного притискача з використанням пневмоциліндра:
 1-пневмоциліндр; 2-розподільчий кран; 3-вакуумний циліндр; 4-корпус притискача;
 5-порожнина; 6-гумовий ущільнювач; 7-днище; 8-обичайка.

При складанні та зварюванні обичайок з днищами виникає необхідність в односторонньому закріпленні днищ. Схема такого притискача показана на рис.7.34. Видалення повітря з порожнини 5 корпусу 4 здійснюється за допомогою вакуумного циліндра 3, поршень якого з'єднаний зі штоком обертового пневмоциліндра 1. Розрідження в порожнині 5 призводить до виникнення надлишкового атмосферного тиску, завдяки якому днище 7 притискається до гумового ущільнювача 6 корпусу 4. Це надає можливість здійснювати складальні операції днища 7 з обичайкою 8. Розкріплення складеного чи звареного вузла здійснюється за допомогою розподільчого крана 2, який вмикає стиснене повітря для зворотного руху штока поршня пневмоциліндра 1 з поршнем вакуумного циліндра 3.

Сила притиску заготовки вакуумним притискачем може бути розрахована за формулою

$$Q = Fkp_n - P_n,$$

де Q - сила притиску заготовки, Н;

F - площа порожнини притискача, обмеженого гумовим ущільнювачем, м²;

k - коефіцієнт герметичності вакуумної системи ($k=0,8\dots0,85$);

p_n - надлишковий тиск у вакуумній порожнині притискача, МПа;

$$p_n = p_a - p_o;$$

p_a - атмосферний тиск, МПа (приймається $p_a = 0,1$ МПа);

p_o - залишковий тиск у вакуумній порожнині, МПа;

P_n - пружна сила вакуумної гуми у стиснутому стані, Н.

Таким чином, формула для визначення сили притиску набуває вигляду

$$Q = Fk(p_a - p_o) - P_n.$$

Залишковий тиск $p_o = 0,01\dots0,015$ МПа вважається оптимальним тому, що надмірний вакуум не сприяє значному збільшенню сили притиску, а лише збільшує вартість притискача. Для надійного закріплення заготовки необхідно, щоб різниця між атмосферним та залишковим тисками (надлишковий тиск) була не меншою 0,07 МПа.

7.19. ГІДРАВЛІЧНІ ПРИТИСКАЧІ

Сучасна складально-зварювальна оснастка обладнується також гідравлічними притискачами. Конструктивні схеми гідропритискачів такі ж, як і схеми пневмопритискачів. Гідравлічні притискачі забезпечують: великі сили, що дозволяє застосовувати їх при складанні товстостієвих конструкцій; плавність та безшумність в роботі; основні вузли не потребують змащування та не схильні до корозії.

Недоліки гідропритискачів: мала швидкість переміщення робочого органу; можливість забруднення зварюваних поверхонь заготовок через витікання робочої рідини; дороге обладнання насосних станцій та необхідність для їх розміщення значних площ.

Гідропритискачі уникають ставити над зварюваними заготовками і, як правило, розміщують їх в нижній частині рами складально-зварювального пристрою.

Таблиця 7.3. Гідроциліндри односторонньої дії
(ГОСТ 19897-74, ГОСТ 19898-74).

Діаметр D циліндра, мм	40	50	63	80
------------------------	----	----	----	----

Таблиця 7.4. Гідроциліндри двосторонньої дії (ГОСТ 19899-74).

Діаметр D циліндра, мм	40	50	63	80	100
------------------------	----	----	----	----	-----

Сила на штоці для гідроциліндрів односторонньої дії визначається за наступними формулами:

для штовхаючих гідроциліндрів

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p \eta - Q_1;$$

для тягнучих гідроциліндрів

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \eta - Q_1.$$

де D-діаметр поршня гідроциліндра, м²;

p-тиск масла на поршень, МПа;

η-ККД гідроциліндра (приймають η≈0,85);

Q₁-опір стиснутої зворотної пружини у крайньому положенні поршня, Н;

d-діаметр штока, м.

Сила на штоці для гідроциліндрів двосторонньої дії при подаванні масла:

у безштокову порожнину

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p \eta;$$

у штокову порожнину

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \eta.$$

Якщо сила на штоці відома то, задаючись тиском масла у гідросистемі, визначають необхідний діаметр поршня та за відповідними стандартами вибирають необхідний гідроциліндр (табл.7.3 та 7.4).

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p \eta}}.$$

7.20. ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНІ ПРИТИСКАЧІ

Пневмогідролічні притискачі забезпечують значні сили притиску при невеликих габаритах та швидкодію, а також рівномірність переміщення робочого органу. Вони мають переваги пневматичних та гідравлічних циліндрів. Схема пневмогідролічного притискача показана на рис.7.35. До складу такого притискача входять пневмоциліндр 5 з поршнем 6 та плунжером 4 і гідроциліндр 2 з поршнем 3 та штоком 1.

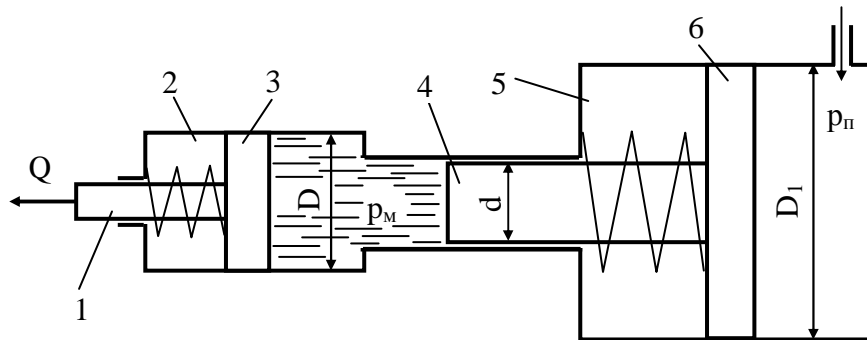


Рис. 7.35. Схема пневмогідравлічного притискача прямої дії

Стиснене повітря подається у пневмоциліндр 5 і переміщує поршень 6 з плунжером 4. Плунжер 4 створює тиск масла в гідроциліндрі 2, що призводить до переміщення поршня 3 зі штоком 1. У вихідне положення поршні 3 та 6 повертаються зворотними пружинами.

Пневмогідравлічні приводи працюють від стиснутого повітря, тиском 0,4-0,6 МПа з цехової мережі при тиску масла в гідравлічній частині 6-10 МПа.

Розрахунок сили Q на штоці робочого гідроциліндра виконують, виходячи з умови рівноваги приводу

$$p_m \frac{\pi d^2}{4} = p_n \frac{\pi D_1^2}{4},$$

звідки тиск масла в гідроциліндрі

$$p_m = p_n \frac{D_1^2}{d^2},$$

де p_m - тиск масла в гідроциліндрі, МПа;

p_n - тиск повітря в пневмоциліндрі, МПа;

D_1 - діаметр поршня пневмоциліндра, м;

d - діаметр плунжера, м.

Сила на штоці робочого гідроциліндра з урахуванням сил зворотних пружин

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p_m \eta - P_{np}.$$

Підставивши у цю формулу значення тиску масла p_m остаточно одержимо

$$Q = p_n \left(\frac{D_1^2}{d^2} \right) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \eta_2 \eta_n - P_{np},$$

де η_2 - ККД гідроциліндра ($\eta_2=0,8-0,85$);

η_n - ККД пневмоциліндра ($\eta_n=0,9-0,95$);

P_{np} - сила опору зворотних пружин, Н.

7.21. ЕЛЕКТРОМАГНІТНІ ПРИТИСКАЧІ

Перевагами електромагнітних притискачів є універсальність, швидкодія, відсутність рухомих деталей і комунікаційних шлангів, невеликі експлуатаційні витрати, висока чистота та культура робочих місць. Керування електромагнітами здійснюється вмиканням та вимиканням електричного струму.

Електромагнітні притискачі використовуються, в основному, як переносні притискні пристрої для суміщення зварюваних кромek листових полотнищ та для притиску набору жорсткості до обшивки.

Заготовки з феромагнітних матеріалів можна притискати за допомогою феромагнітних прокладок.

Електромагнітні притискачі використовуються також в флюсомагнітних стендах для зварювання полотнищ і застосовуються в суднобудуванні.

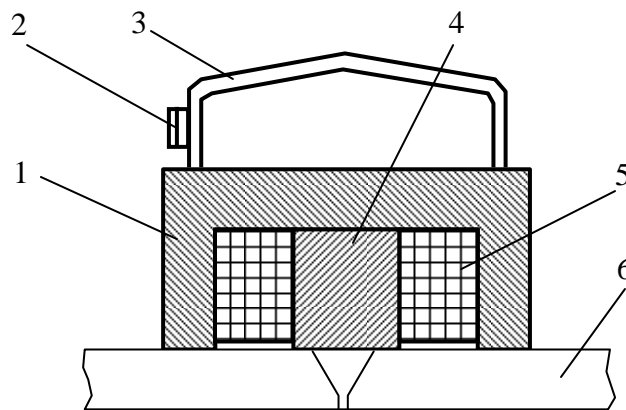


Рис.7.36. Електромагнітний притискач:
1-корпус; 2-вмикач; 3-скоба; 4-осердя; 5-катушка; 6-заготовка.

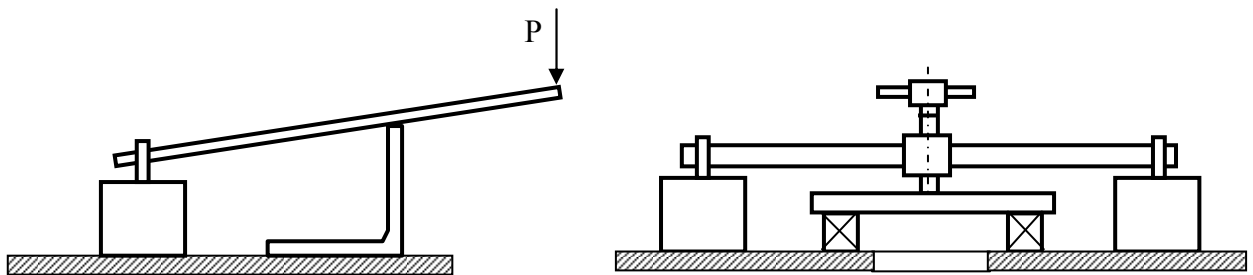


Рис. 7.37. Приклади використання переносних електромагнітів

Електромагніт (рис.7.36) складається з кільцевого корпусу 1 та осердя 4 на якому розміщена котушка 5. Корпус 1 та осердя 4 виконані із феромагнітного матеріалу і загалом складають магнітопровід електромагніта. Електричний струм вмикають вмикачем 2, що змонтований на скобі 3. Такі електромагніти безпосередньо використовують для вирівнювання, фіксування та притиску кромek при зварюванні стиковим швом листів. У комплекті з гвинтовими або

важільними притискачами вони можуть виконувати роль тимчасових опорних елементів(рис.7.37).

Для фіксування та утримання заготовок при складанні кутових і таврових з'єднань застосовують універсальні електромагнітні притискачі (рис.7.38). Такі притискачі призначені для установлення, фіксування та утримання у відповідному положенні заготовок під кутом в межах $30^{\circ} \dots 150^{\circ}$.

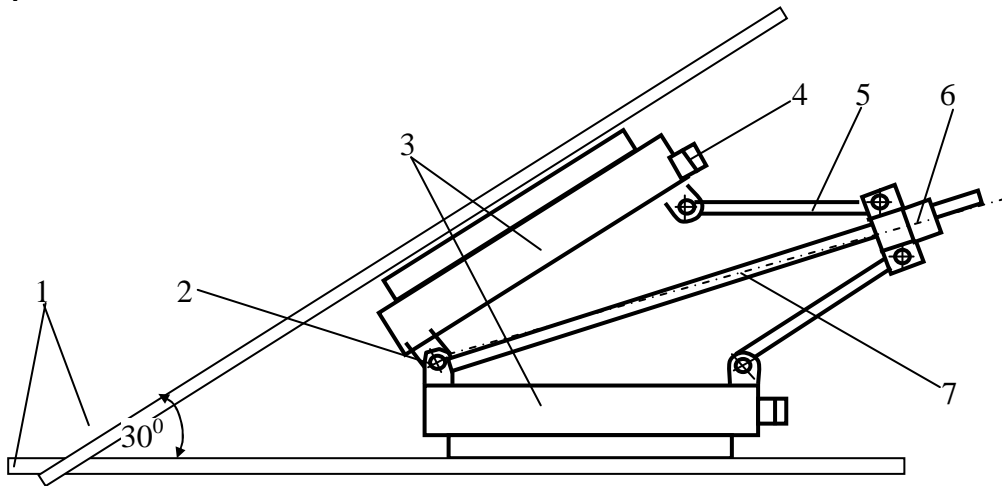


Рис.7.38. Універсальний електромагнітний притискач:
1-заготовки; 2-шарнір; 3-електромагніти; 4-вимикач;
5-шарнірна система; 6-гайка; 7-гвинт.

Притискач складається з двох електромагнітів 3, з'єднаних шарніром 2, шарнірної системи 5, гвинта 7 та гайки 6. Шарнірна система сприяє установленню необхідного кута між електромагнітами 3, які утримують заготовки 1. Електричний струм від випрямляча напругою 36В вмикають вимикачем 4.

Для переносних електромагнітів величина утримуючої сили може бути визначена за формулою Максвела [28,29]

$$P = \frac{B^2 S}{2\mu_0},$$

де P - утримуюча сила електромагніта, Н; S - площа поперечного перерізу полюсів, m^2 ; B - магнітна індукція, Тл; μ_0 -магнітна стала, Гн/м ($\mu_0=4\pi \cdot 10^{-7}$).

Підставивши значення μ_0 та площу S в cm^2 одержимо формулу для визначення утримуючої сили електромагніта

$$P = 39,8 \cdot B^2 S,$$

де P - утримуюча сила, Н;

B-магнітна індукція, Тл;

S-площа поперечного перерізу осердя, см².

Переходячи від магнітної індукції до магнітного потоку $\Phi = BS$, можна записати

$$P = 39,8 \frac{\Phi^2}{S},$$

де Φ -магнітний потік, Вб.

7.22. РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИТИСКАЧА

Електромагнітні притискачі складально-зварювальних пристроїв, як правило, застосовуються для закріплення сталевих заготовок з плоскими базовими поверхнями. Оскільки зварна конструкція складається з декількох заготовок, то для закріплення кожної з них необхідно мати свою елементарну магнітну систему. Доцільно щоб менша за розмірами заготовка перекривала два полюси. Тому вибір форми та розмірів полюсів електромагніта залежить від матеріалу, площі поперечного перерізу і необхідної сили закріплення заготовок.

Конструкція такого пристрою (рис.7.39) може бути у вигляді корпусу 1 з електромагнітами 3 та опорної плити 2, на яку установлюються заготовки 4.

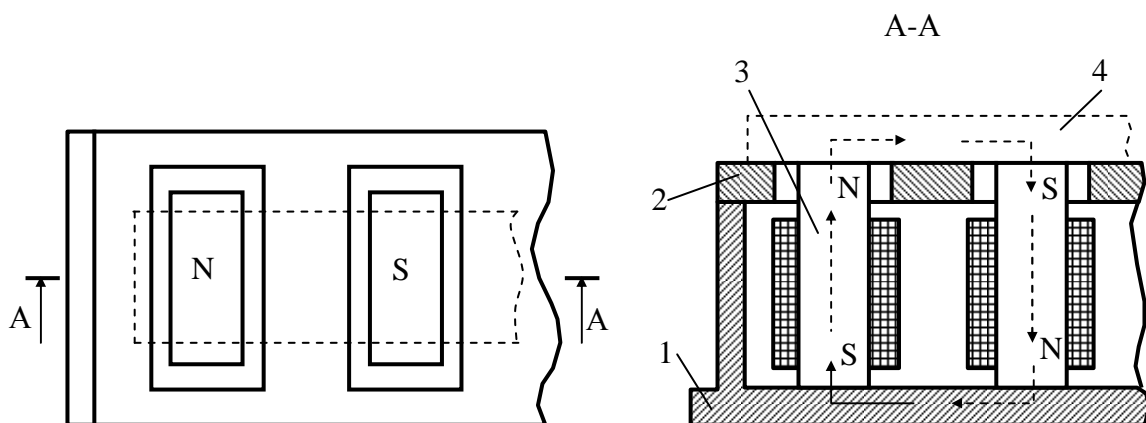


Рис.7.39. Схема пристрою з електромагнітами:
1-корпус пристрою; 2-опорна плита; 3-електромагніт; 4-заготовка.

Виходячи з величини розрахункової сили притиску Q заготовок, визначають утримуючу силу електромагніта, яка припадає на одну пару полюсів

$$Q' = \frac{Q}{2n},$$

де Q -розрахункова сила притиску заготовки, Н;

n -кількість пар полюсів.

Визначаємо необхідну площу поперечного перерізу осердя електромагніта

$$S' = \frac{Q'}{39,8 \cdot B^2},$$

де Q' - утримуюча сила електромагніта, що припадає на одну пару полюсів, Н;

B - магнітна індукція матеріалу осердя, Тл (приймається 1,6...1,9 Тл);

S' - площа поперечного перерізу осердя, см².

Для визначення намагнічуючої сили магнітопровід розбивають на однорідні ділянки з постійною магнітною проникністю та постійною площею поперечного перерізу (рис.7.40). Використовуючи криві намагнічування для феромагнітних матеріалів $B = f(H)$, для кожної ділянки магнітопровода завдовжки l визначають напруженість магнітного поля H (рис.7.41). При цьому значення магнітної індукції приймаються в межах $B = 1,6...1,9$ Тл. Для повітряних зазорів напруженість магнітного поля визначається за формулою

$$H_g = \frac{B}{\mu_0} = \frac{B}{4\pi \cdot 10^{-7}} = 0,8 \cdot 10^6 \cdot B,$$

де H_g - напруженість магнітного поля у зазорі, А/м;

B - магнітна індукція, Тл.

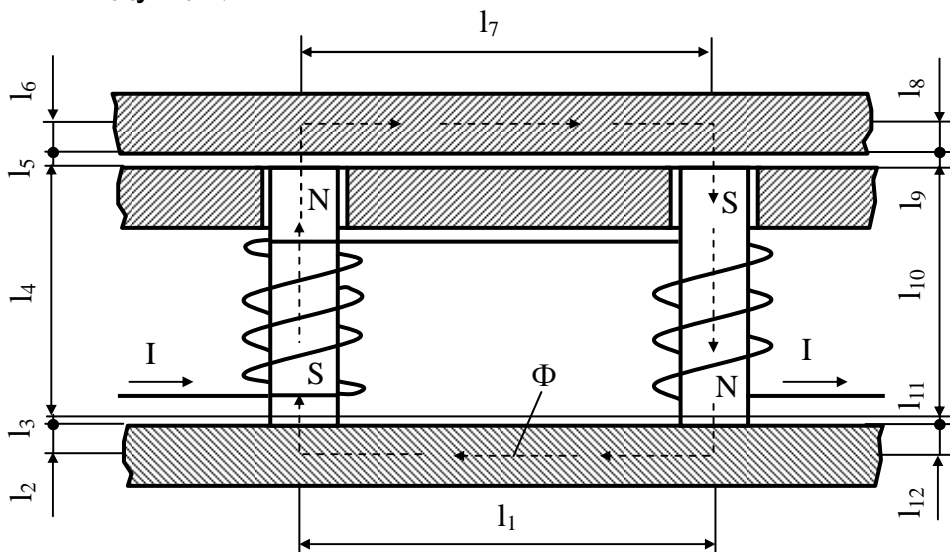


Рис.7.40. Розрахункова схема електромагніта

Оскільки намагнічуюча сила пропорційна кількості ампер-витків обмотки електромагніт, то використовуючи закон повного струму для магнітного кола (рис.7.40) можемо записати

$$H_1 l_1 + H_2 l_2 + \dots + H_n l_n = Iw,$$

де $H_1, H_2 \dots H_n$ - напруженість магнітного поля на кожній ділянці, А/см;

$l_1, l_2 \dots l_n$ - довжина кожної ділянки магнітопроводу, см.

I_w - кількість ампер-витків.

Величину зазора між заготовкою та полюсами електромагніта можна приймати рівною 0,1...0,3 мм. Складальний зазор між корпусом пристрою та осердям електромагніта приймається рівним 0,02...0,05 мм.

B , Тл

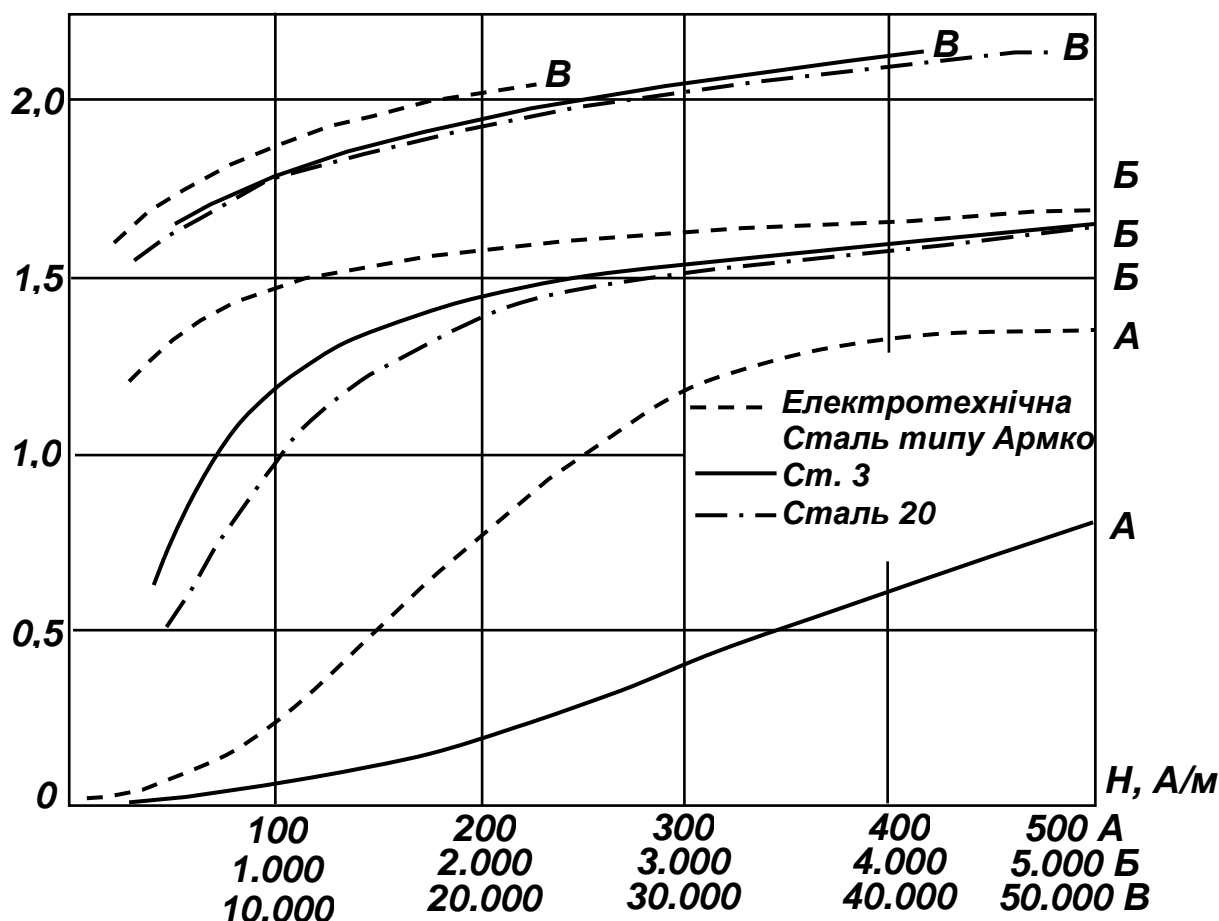


Рис.7.41. Криві намагнічування матеріалів для магнітопроводу [28,29]

Кількість витків обмотки визначають в залежності від напруги живлення, тому що необхідна намагнічуюча сила може бути створена при будь-яких сполученнях сили струму та кількості витків.

Напругу джерела живлення постійного струму приймають 24, 36 та 48В. При заданій нарузі визначають кількість витків обмотки, що розташована на магнітопроводі, за формулою [22]

$$w = U \frac{kS_0}{\rho l_{cp} F_n},$$

де U - напруга джерела живлення, В;

$k=0,7 \dots 0,85$ -коефіцієнт заповнення обмотки дротом, який залежить від діаметра дроту та товщини його ізоляції;

S_0 -поперечний переріз частини котушки всередині вікна магнітопровода, мм^2 ;

l_{cp} -середня довжина витка обмотки, м;

ρ -питомий опір обмоточного дроту, $\text{Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$;

F_H -намагнічуюча сила.

Для мідного дроту приймають $\rho=0,0175 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$.

Переріз обмоточного дроту визначається за формулою

$$s = \frac{\rho l_{cp} F_H}{U},$$

де s -переріз дроту, мм^2 .

Діаметр обмоточного дроту, мм

$$d = \sqrt{\frac{4s}{\pi}}.$$

Одержане значення діаметра округляють до найближчого стандартного. Після чого уточнюють фактичне значення перерізу дроту

$$s_\phi = \frac{\pi d^2 \phi}{4}.$$

Силу струму в котушці визначають, виходячи з допустимої густини струму,

$$I = s_\phi i.$$

У розрахунках допустиму густину струму приймають $i = 2 \dots 3 \text{ А}/\text{мм}^2$.

Далі розраховують кількість витків, що забезпечують відповідне значення магнітної сили

$$w = \frac{I w}{I}.$$

Можливість розміщення необхідної кількості витків на котушці визначається довжиною обмотки

$$l_{обм} = \frac{s_\phi w k}{h},$$

де h -товщина обмотки.

Для електромагнітів з круглим осердям приймають $h=(0,2-0,5)d_{ос}$.

Потужність для створення намагнічуючої сили спричиняє нагрівання обмотки і визначається за формулами [22]

$$N = I^2 r = \frac{F_H^2}{w^2} \rho \frac{l_{cp} w}{s} = \frac{F_H^2}{w^2} \rho \frac{l_{cp} w^2}{k S_0} = \rho \frac{l_{cp}}{k S_0} F_H^2.$$

Температура перегріву обмотки визначається за формулою

$$\vartheta = \frac{N}{\alpha S'}$$

де α -коефіцієнт тепловіддачі, Вт/см²·град (приймають $\alpha=0,0015$ Вт/см²·град);

S' -зовнішня поверхня обмотки та охолоджуваної частини осердя, см².

Якщо температура перегріву обмотки відносно оточуючого середовища перевищує допустиму температуру для даного класу ізоляції обмоточного дроту, то необхідно вибрати магнітопровід більших розмірів та повторити розрахунки.

7.23. РОЗРАХУНОК ВАЖІЛЬНИХ ПРИТИСКАЧІВ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ КОНДУКТОРІВ

Кінематичні схеми та конструкції важільних затискних пристроїв, які застосовуються в складально-зварювальних кондукторах і стендах, настільки численні та різноманітні, що неможливо дати універсальний метод їх розрахунку, котрий був би однаково придатний для усіх. У зв'язку з цим доцільно обмежитись розрахунком найбільш типових пристроїв. З цієї точки зору найбільший інтерес представляє механізований кондуктор-кантувач, котрий оснащений важільними механізмами (рис.7.42).

Розрахунок затискних пристроїв необхідно починати з визначення зусиль на притискачах. Вихідні дані для розрахунку: розміри балки, що зварюється, режим зварювання, катет кутових швів, положення центрів ваги поперечних перерізів балки та кутових швів.

Сила на притискачах кондуктора при автоматичному зварюванні першого поясного шва визначається за формулою [2]

$$q_1 = 9,6 \frac{P_{y1} e}{L^2}$$

де q – сила на притискачах кондуктора, Н/м;

e – ексцентриситет (відстань між центрами ваги балки та кутових швів), м;

L - довжина зварюваної балки, м;

P_{y1} - усадочна сила від зварювання першого шва, Н [11];

$$P_{y1} = 17 \frac{q_e}{V_3}$$

$q_e = IU\eta$ – ефективна теплова потужність дуги, Дж/с;

V_3 – швидкість зварювання, см/с;

I – сила струму, А;

U - напруга на дузі, В;

η -ККД дуги.

Сила, що виникає на притискачах кондуктора від зварювання обох поясних швів

$$q_2 = 9,6 \frac{P_{y2} e}{L^2}.$$

Усадочна сила від зварювання обох поясних швів [11]

$$P_{y2} = 1,15 \cdot 17 \frac{q_e}{V_3}.$$

Отже, при розміщенні верхніх притискачів кондуктора з кроком t кожний з них сприймає дію зосередженої сили

$$S_1 = q_1 t.$$

Кліщові притискачі опорної балки кондуктора, які також розташовані з кроком t , сприймають дію сили, що виникає від обох поясних швів. Ці притискачі утримують балку від деформації поздовжнього прогину після зварювання обох швів. Отже, в кожній парі кліщових притискачів виникає зосереджена сила

$$S_2 = q_2 t.$$

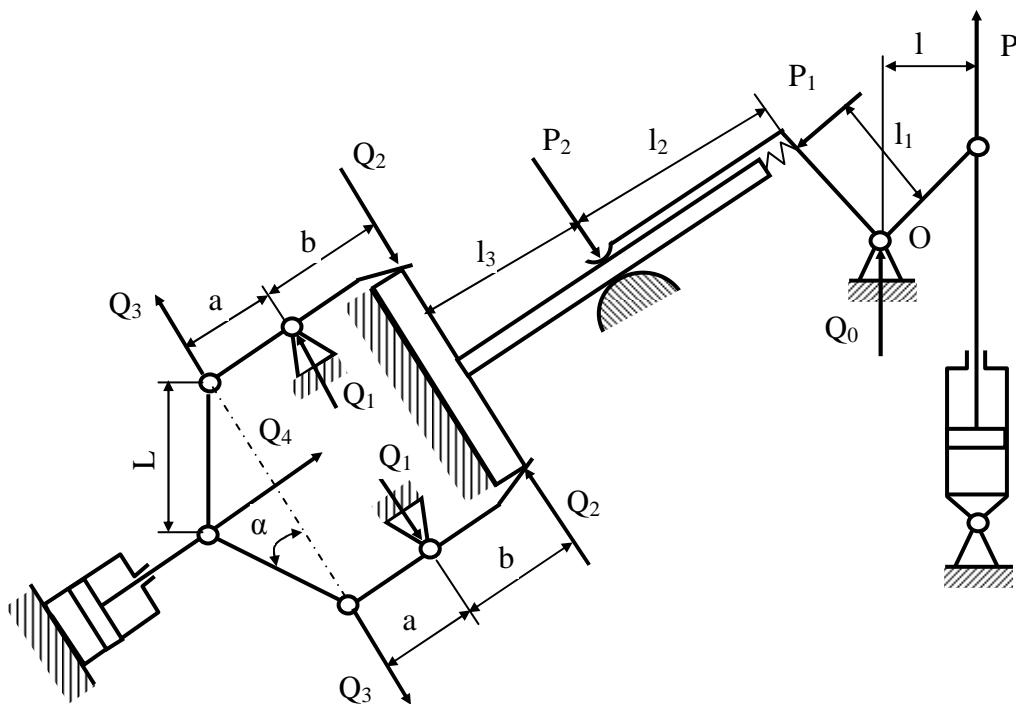


Рис. 7.42. Розрахункова схема важільного затискного пристрою кондуктора-кантувача.

Затискний пристрій кондуктора-кантувача складається з верхніх та нижніх притискачів (рис.7.42). Розрахунок необхідно починати з визначення зусиль, що створюються верхніми притискачами при зварюванні першого поясного шва.

а) Розрахунок верхніх притискачів.

Поперечна усадка кутового шва не повинна викликати в металі шва небезпечні згинальні напруження, які перевищували б межу його текучості σ_T .

Силу бокового притискача P_2 обмежимо умовою $\sigma < \sigma_T$, щоб напруження від моменту цієї сили на плечі l_3 дорівнював моменту внутрішніх сил в металі шва при напруженнях $\sigma = \sigma_{доп}$

$$P_2 l_3 = W \sigma_{доп} \quad (7.11)$$

де $W = bh^2 / 6$ - момент опору поперечного перерізу кутового шва при його висоті h та довжині $b=t$, м³;

$\sigma_{доп}$ -допустимі напруження, МПа (приймають $\sigma_{доп}=0,8\sigma_T$).

Підставивши ці значення у формулу (7.11) одержимо

$$P_2 l_3 = \frac{bh^2 \sigma_{доп}}{6},$$

звідки допустима сила притиску стінки зварюваної балки

$$P_2 = \frac{bh^2 \sigma_{доп}}{6l_3}.$$

Необхідно здійснити перевірку ймовірності утворення зазору під силою P_2 між стінкою балки та опорою кондуктора

$$\Delta = l_3 \operatorname{tg} \alpha - \frac{4P_2 l_3^3}{Eb \delta^3},$$

де $\operatorname{tg} \alpha$ -залишкова кутова деформація стінки балки;

E -модуль пружності, МПа;

δ -товщина стінки балки, м;

b -довжина шва між притискачами, м (приймають рівною кроку розміщення притискачів)

Находимо силу P_1 тиску на кромку стінки балки. Сила на важелі S_1 , що утримує балку від поздовжнього прогину складається з тиску важеля на кромку стінки P_1 та сили тертя між важелем та стінкою балки під силою P_2 , тобто

$$S_1 = P_1 + fP_2,$$

де $f=0,15$ - коефіцієнт тертя ковзання сухої сталі по сталі.

Мінімальне значення сили P_1

$$P_1 = S_1 - fP_2.$$

З урахуванням коефіцієнта запасу

$$P_1 = k(S_1 - fP_2),$$

де k - коефіцієнт запасу (приймають $k=1,25$).

З рівняння моментів сил відносно осі опорного шарніра O визначимо силу P на штоці силового приводу

$$Pl = P_1l_1 + P_2l_2,$$

звідки

$$P = \frac{P_1l_1 + P_2l_2}{l}.$$

Для врахування затрат на тертя в опорному шарнірі О необхідно визначити опорну реакцію Q_0 .

При куті нахилу важеля до осі штока 45° сила Q_0 , яка сприймається шарніром, може бути визначена за формулою

$$Q_0 = \sqrt{(P_1 + 0,7P)^2 + (P_2 + 0,7P)^2}.$$

Момент тертя на осі шарніра

$$M_{mp} = Q_0 f_1 r,$$

де f_1 - коефіцієнт тертя в шарнірі;

r - радіус осі шарніра.

Додаткова сила для подолання моменту тертя

$$P_{mp} = \frac{M_{mp}}{l} = f_1 \frac{r}{l} Q_0.$$

Після зварювання першого шва верхні притискачі кантувача відводяться у вихідне положення за допомогою гідроциліндрів.

Діаметр приводного гідравлічного циліндра

$$D = \sqrt{\frac{4(P + P_{mp})}{\pi q \eta}},$$

де η - ККД привода (для гідроциліндрів $\eta=0,8$);

q -тиск рідини, МПа (для гідросистем $q = 1,5-2,0$ МПа).

Згідно стандартів вибирають діаметр привода близький до розрахункового. Хід поршня визначається з конструктивних міркувань.

Розміри притискного важеля визначають з умови міцності при згинанні

$$\sigma = \frac{M_3}{W} = \frac{P_2l_2}{W} \leq [\sigma].$$

Необхідний момент опору важеля визначається, виходячи з максимальної величини згинального моменту,

$$W = \frac{M_3}{[\sigma]} = \frac{P_2l_2}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]$ -допускні напруження для матеріалу важеля, МПа.

Вісь шарніра розраховують на згинання від дії сили Q_0 та перевіряють на питомий тиск в шарнірі. Вісь шарніра можна розглядати як двоопорну балку завдовжки l у яко сила Q_0 рівномірно розподілена в середній

частині осі на довжині l_0 , що дорівнює довжині ступиці важеля. Для такої осі максимальний згинальний момент визначається за формулою

$$M_3 = \frac{Q_0}{8}(2l - l_0).$$

Згинальні напруження в осі

$$\sigma = \frac{M_3}{0,1d^3} \leq [\sigma],$$

звідки діаметр осі

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1[\sigma]}}.$$

Питомий тиск в шарнірі верхнього важеля

$$p = \frac{Q_0}{l_0 d} \leq [p],$$

де $[p]$ - допускний питомий тиск в шарнірі, МПа (для важелів з малою швидкістю ковзання можна приймати $[p]=34,5$ МПа).

б) Розрахунок затискних пристроїв поворотної балки.

Кожна пара захватів поворотної балки кондуктора створює силу зчеплення з поясом зварюваної балки

$$S_2 = 2Q_2\mu,$$

де $\mu=0,2$ – коефіцієнт зчеплення захватів з поясом зварюваної балки.

Щоб забезпечити необхідну силу зчеплення на кожному з кліщових захватів, необхідно створити силу затиску

$$Q_2 = 0,5 \frac{S_2}{\mu}.$$

Силу Q_3 визначимо з рівняння моментів на важелі першого роду

$$Q_3 = Q_2 \frac{b}{a} \cdot \frac{1}{\eta},$$

де a, b - плечі важеля за рис.7.42;

$\eta=0,85$ -ККД важеля.

Силу на штоці приводного циліндра визначаємо, виходячи з формули для двоважільного шарнірного механізму

$$Q_4 = Q_3 2\text{tg}(\alpha + \beta),$$

де $\beta = \arcsin f \frac{d}{L}$ - приведений кут тертя на осі шарніра;

d - діаметр осі шарніра;

L - довжина плеча важеля;

$f=0,1$ - коефіцієнт тертя ковзання в шарнірі.

Оскільки важільно-кліщові захвати мають незначний хід, то для приведення їх у дію застосовують пневмоциліндри. Діаметр пневмоциліндра визначають за відомою формулою

$$D = \sqrt{\frac{4Q_4}{\pi q \eta}},$$

де q -тиск повітря в заводській мережі, МПа (приймається $q=0,4-0,6$ МПа);

η -ККД пневмоциліндра (приймається $\eta=0,9$).

Реакція Q_1 в опорному шарнірі двоплечого важеля від сил Q_2 та Q_3

$$Q_1 = Q_2 + Q_3.$$

Вісь шарніра можна розглядати як балку на двох опорах з прольотом l , в котрій сила Q_1 рівномірно розподілена в середній частині осі шарніра на довжині l_0 , рівній довжині маточини важеля.

Для такої осі найбільший згинальний момент

$$M_3 = \frac{Q_1}{8}(2l - l_0).$$

Напруження від дії згинального моменту

$$\sigma = \frac{M_3}{0,1d^3} \leq [\sigma],$$

звідки діаметр осі важеля

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1[\sigma]}}.$$

Питомий тиск в шарнірі важеля не повинен перевищувати допускний

$$p = \frac{Q_1}{l_0 d} \leq [p].$$

де d - діаметр осі шарніра;

l_0 - довжина ступиці важеля.

7.24. РОЗРАХУНОК КЛАВІШНИХ ЗАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ З ПНЕВМОШЛАНГОВИМ ПРИВОДОМ

Клавішні притискачі з пневмошланговим приводом застосовуються в стендах для зварювання листів у полотнища та поздовжніх швів обичайок. Розрахункова схема клавішного затискного пристрою наведена на рис.7.43.

Насамперед визначається погонна сила притиску листових заготовок, виходячи з того, що при виникненні кутового повороту момент сили p на плечі l_5 буде викликати реактивний момент в металі шва

$$pl_5 = \sigma_T W ,$$

звідки

$$p = \frac{\sigma_T W}{l_5} ,$$

де p -погонна сила притиску листів, Н/м;

l_5 -відстань від осі шва до лінії дії клавішних притискачів, м
(приймають $l_5 = 5 \dots 10\delta$);

σ_T -межа текучості матеріалу листів, МПа;

W -момент опору для одиниці довжини кромки листа;

δ -товщина зварюваних листів, м.

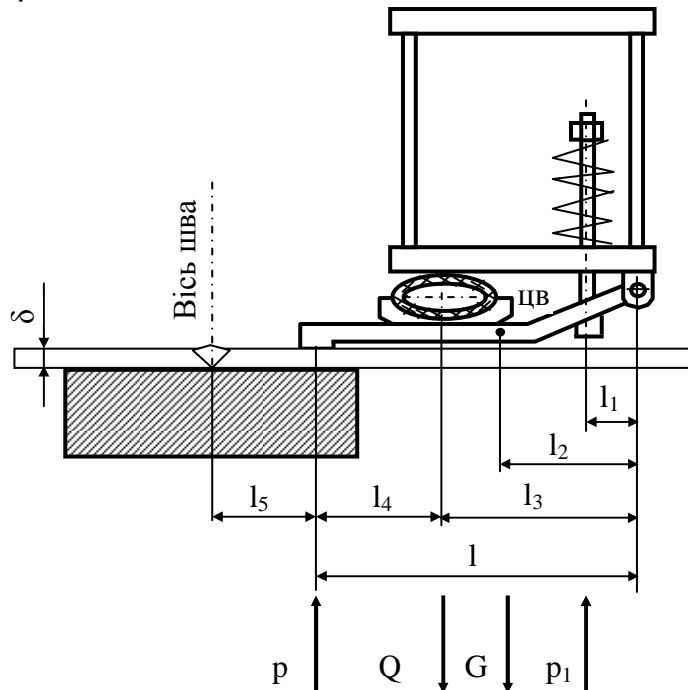


Рис.7.43. Розрахункова схема клавішного затискного пристрою з пневмошланговим приводом та зворотною пружиною

Оскільки момент опору на одиницю довжини кромки

$$W = \frac{\delta^2}{6} ,$$

то погонна сила притиску заготовок буде визначатись

$$p = \frac{\sigma_T \delta^2}{6l} .$$

Необхідна сила пневмошланга Q , яка приходить на одиницю його довжини, визначається з рівняння моментів відносно осі шарніра

$$pl - Ql_3 - Gl_2 + p_1l_1 = 0 , \quad (7.12)$$

звідки

$$Q = \frac{pl + p_1 l_1 - Gl_2}{l_3},$$

де G - вага клавішів зі шлангом, Н/м;

l, l_1, l_2, l_3 – плечі дії сил, м (рис.7.43);

p_1 - опір зворотної пружини, Н/м.

Сила зворотної пружини p_1 повинна бути такої величини, щоб можна було подолати власну вагу клавішів зі шлангом, швидко витіснити повітря зі шланга та сплющити його.

Для сплющування шланга при видаленні повітря необхідно прикласти до шлангу силу, рівну приблизно 5% від сили Q .

Для визначення сили зворотної пружини p_1 можна скласти таке рівняння моментів сил для неробочого стану шланга

$$p_1 l_1 = Gl_2 + 0,05 Q l_3, \quad (7.13)$$

звідки

$$p_1 = \frac{Gl_2 + 0,05 Q l_3}{l_1}. \quad (7.14)$$

Підставимо в рівняння (7.12) значення $p_1 l_1$ з рівняння (7.13) і після перетворення одержимо

$$pl - 0,95 Q l_3 = 0,$$

звідки сила, що розвивається пневмошлангом

$$Q = 1,05 p \frac{l}{l_3}. \quad (7.15)$$

Підставивши значення Q з формули (7.15) в формулу (7.14), одержимо вираз для розрахунку сили пружини, незалежної від Q

$$p_1 = \frac{Gl_2 + 0,05 pl}{l_1},$$

де G - вага клавішів зі шлангом, Н/м;

p - розрахункова сила притиску листів Н/м.

Необхідний тиск шланга на кожен із клавішів, розташованих з кроком t

$$Q_{кл} = Qt.$$

Сила зворотної пружини

$$P_{np} = P_1 t.$$

Хід пневмошланга з урахуванням співвідношення плечей важеля

$$h = h_k \frac{l_3}{l},$$

де h_k - загальний хід клавіша з урахуванням можливої хвилястості листа та пружного прогину опорної балки;

Хід зворотної пружини

$$x = h_k \frac{l_1}{l}.$$

Необхідний діаметр шланга

$$d_{ш} = \frac{2Q}{\pi q} + h + \Delta,$$

де q -тиск повітря в мережі, МПа;

h -робочий хід шланга, м;

Δ -залишковий зазор в порожнині сплющеного шланга, м (приймають $\Delta=3...5$ мм).

За стандартами вибирається прогумований пожежний шланг відповідного діаметра.

Далі необхідно визначити розміри клавіша. Клавіш навантажується силою $P = pt$, яка на плечі l_4 створює максимальний згинальний момент під шлангом

$$M_3 = Pl_4.$$

Напруження від згинального моменту

$$\sigma = \frac{Pl_4}{W} = \frac{6Pl_4}{b^2\delta} \leq [\sigma],$$

звідки для прямокутного перерізу, при прийнятій товщині δ , визначаємо ширину клавіша

$$b = \sqrt{\frac{6Pl_4}{[\sigma]\delta}},$$

де b та δ - ширина та товщина клавіша, м;

$[\sigma]$ -допускні напруження, МПа.

Вибір зворотної пружини здійснюється відповідно до вимог існуючих стандартів на гвинтові циліндричні пружини (ГОСТ 13764-68, ГОСТ 13776-68).

Додатково по п.7 дивись [1- 5, 6-8, 10, 13, 14, 16-18, 22, 28-30, 38].

8. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ПРИБОРІВ ДЛЯ ПОВОРОТУ ТА ОБЕРТАННЯ ЗВАРЮВАНИХ ВИРОБІВ

8.1. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ТИПИ ЗВАРЮВАЛЬНИХ ОБЕРТАЧІВ

Обертачі призначені для обертання зварюваних виробів з швидкістю зварювання навколо постійної осі нахилу при автоматичному, механізованому та ручному зварюванні кругових і кільцевих швів, а також при наплавленні циліндричних виробів.

Як правило, обертачі складаються з одного приводного стояка, в корпусі якого розміщені привод обертання планшайби та електрообладнання. Обертачі не мають механізму нахилення планшайби і вісь обертання займає постійне положення.

У залежності від розташування осі обертання та кількості стояків розділяють обертачі на одностоякові горизонтальні, вертикальні і нахилені, а також на двостоякові з горизонтальним шпинделем (рис. 8.1).

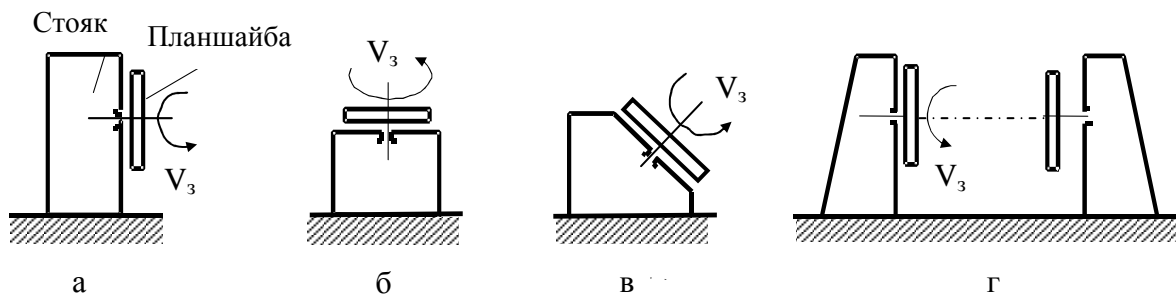


Рис. 8.1. Структурні схеми обертачів:
а- одностояковий горизонтальний; б- одностояковий вертикальний;
в- одностояковий нахилений; г- двостояковий горизонтальний.

Механізм обертання планшайби, як правило, складається з двигуна постійного струму, циліндричної та черв'ячної передач. Швидкість обертання планшайби плавно регулюється шляхом зміни кількості обертів електродвигуна постійного струму (рис. 8.2).

8.2. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ТИПИ КАНТУВАЧІВ

Кантувачі призначені для установлення зварюваних виробів в зручне для зварювання положення шляхом повороту навколо горизонтальної (поздовжньої) осі виробу.

Кантувачі – це стаціонарні пристрої, які дозволяють закріплювати зварювані вироби та повертати і установлювати їх в зручне для зварювання положення.

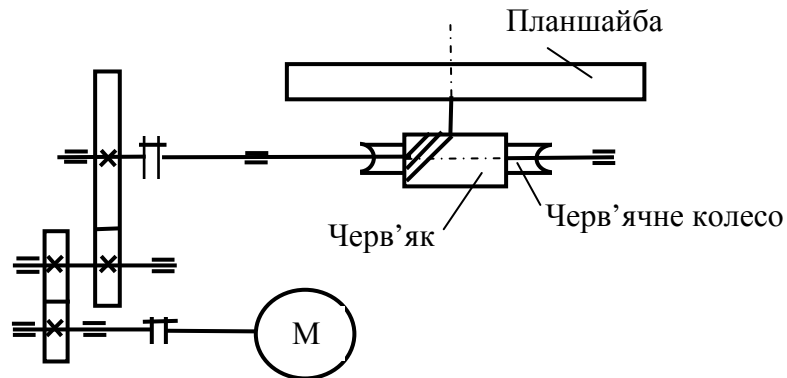


Рис. 8.2. Кінематична схема механізму обертання планшайби обертача

Розрізняють такі типи кантувачів (рис. 8.3): а) одностоякові; б) двостоякові з рухомими центрами; в) двостоякові з нерухомими центрами; г) човникові; г) кільцеві; д) домкратні; е) ланцюгові; є) важільні; ж) щелепні; з) кантувачі для полотниць.

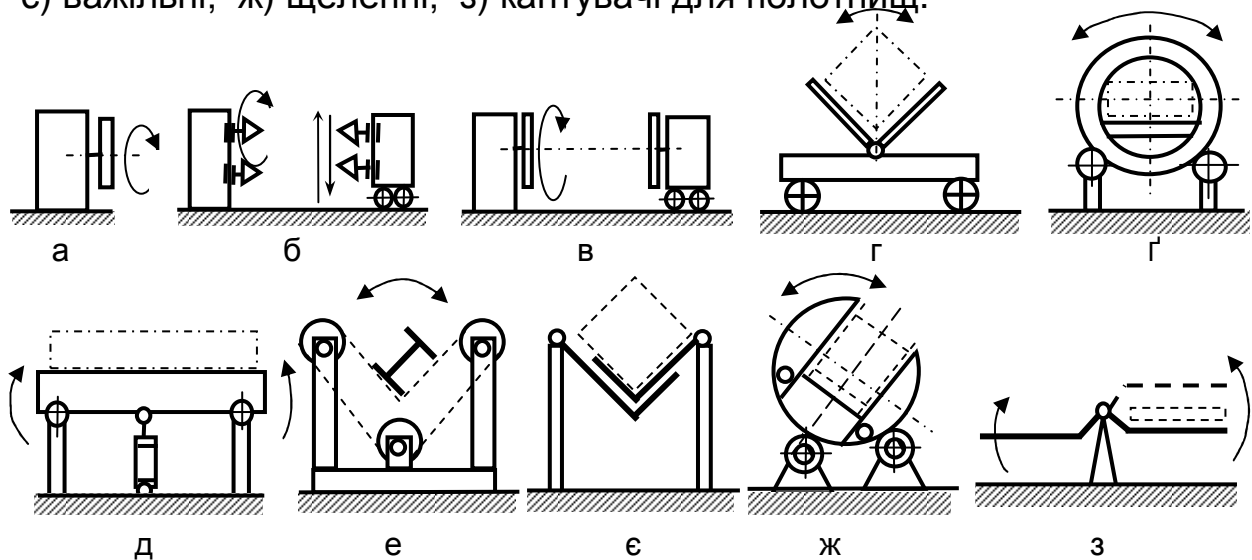


Рис. 8.3. Структурні схеми кантувачів

Найбільше розповсюдження отримали двостоякові кантувачі завдяки компактності, простоті конструкції, дешевизні та універсальності. Через те що поворот виробу здійснюється навколо поздовжньої осі, яка проходить поблизу центра ваги, такі кантувачі потребують значно меншу потужність приводу.

Двостоякові кантувачі відрізняються від обертачів будовою приводу обертання – вони обладнані асинхронними електродвигунами.

У важільних, домкратних та в човникових кантувачах для силових приводів використовують гідравлічні циліндри та гідравлічні домкрати.

8.3. РОЗРАХУНОК ОДНОСТОЯКОВИХ ОБЕРТАЧІВ ТА КАНТУВАЧІВ З ГОРИЗОНТАЛЬНИМ ШПИНДЕЛЕМ

Вихідні дані для розрахунку [2]: попередньо вибрані конструктивна та кінематична схеми; розміри та вага зварюваного виробу; положення центра ваги.

Мета розрахунку: визначення максимальних згинальних моментів та крутних моментів, а також навантаження в опорах для розрахунку діаметра шпинделя в небезпечних перерізах, вибору підшипників та потужності приводу обертача.

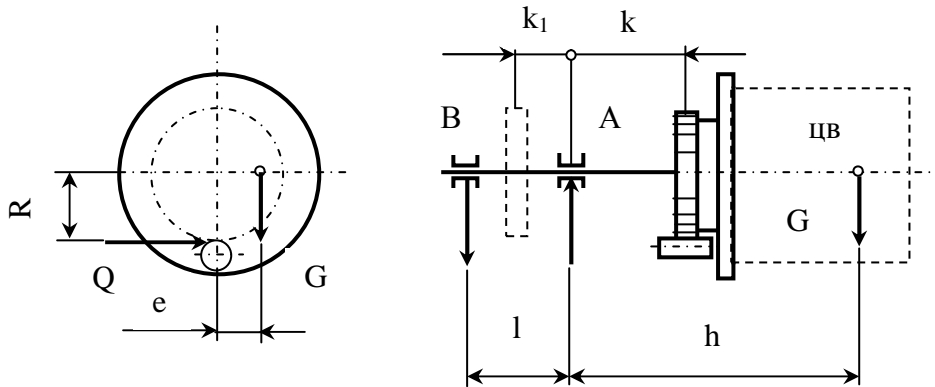


Рис. 8.4. Розрахункова схема одностоякового обертача з горизонтальним шпинделем

а) Зубчастий вінець прикріплений до планшайби

Найбільший згинальний момент в опорі А визначається як геометрична сума двох згинальних моментів, які діють у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 8.4)

$$M_3 = \sqrt{M_1^2 + M_2^2},$$

де $M_1 = Gh$ - вантажний згинальний момент, Нм;

$M_2 = Qk$ - момент від дії окружної сили на зубчастому колесі, Нм;

$Q = \frac{M_{кр}}{R}$ - окружна сила, Н.

Найбільший крутний момент $M_{кр}$, який має бути подоланим приводом обертача, дорівнює сумі двох крутних моментів

$$M_{кр} = Ge + M_{тр},$$

де $M_{вт} = Ge$ - вантажний крутний момент, Нм;

$M_{тр}$ - момент сил тертя в підшипниках шпинделя, Нм.

У випадку закріплення зубчастого вінця до планшайби вантажний момент не передається на шпиндель. Тому крутний момент, який діє на шпиндель, дорівнює моменту сил тертя в підшипниках.

Вертикальні реакції опор обертача від сили G визначимо з рівняння моментів сил:

$$A_1 l - G(l+h) = 0; \quad B_1 l - Gh = 0;$$

$$A_1 = G \frac{l+h}{l}; \quad B_1 = G \frac{h}{l}.$$

Горизонтальні реакції опор від окружної сили Q з рівняння моментів:

$$A_2 l - Q(l+k) = 0; \quad B_2 l - Qk = 0;$$

$$A_2 = Q \frac{l+k}{l}; \quad B_2 = Q \frac{k}{l}.$$

Повні реакції в підшипниках A та B :

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} = \sqrt{\left(G \frac{h+l}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{l+k}{l}\right)^2};$$

$$B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \sqrt{\left(G \frac{h}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{k}{l}\right)^2}.$$

Підсумковий момент сил тертя в підшипниках

$$M_{mp} = 0,5f(Ad_A + Bd_B), \quad (8.1)$$

де d_A та d_B - діаметри шпинделя в підшипниках A і B ;

f - коефіцієнт тертя в підшипниках.

Діаметри шпинделя визначаються попередньо по ескізній схемі та по діючим вантажним моментам. Подальшими розрахунками діаметри шпинделя уточнюються і знову вводяться в формулу (8.1) момента сил тертя в підшипниках.

Діаметр шпинделя в небезпечному перерізі (опора A) визначається з розрахунку на згинання та кручення

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_3^2 + M_{mp}^2}}{[\sigma]}}, \quad (8.2)$$

де $[\sigma]$ - допускні напруження на згинання для матеріала шпинделя, МПа.

Якщо шпиндель змонтовано на підшипниках кочення, то моментом сил тертя можна знехтувати і тоді формула (8.2) набуває вигляду

$$d_A \approx \sqrt[3]{\frac{10M_3}{[\sigma]}}. \quad (8.4)$$

б) Зубчастий вінець закріплений на шпинделі між опорами A та B

У цьому випадку шпиндель повністю сприймає не тільки вантажний згинальний момент, але й крутний момент (рис. 8.4).

Як і в першому випадку згинальний момент та вантажний крутний момент залишаються незмінними:

$$M_1 = Gh; \quad M_{em} = Ge.$$

Згинальний момент в опорі А

$$M_3 = M_1 = Gh .$$

Вертикальні реакції опор залишаються такими ж :

$$A_6 = G \frac{l+h}{l}; \quad B_6 = G \frac{h}{l} .$$

Горизонтальні реакції визначимо з рівняння моментів сил, які в порівнянні з першим варіантом вони будуть іншими:

$$A_2 l - Q(l - k_1) = 0; \quad B_2 l - Qk_1 = 0;$$

$$A_2 = Q \frac{l - k_1}{l}; \quad B_2 = Q \frac{k_1}{l} .$$

Результуючі реакції опор, тобто сили в підшипниках, Н:

$$A = \sqrt{A_6^2 + A_2^2} = \sqrt{\left(G \frac{h+l}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{l-k_1}{l}\right)^2} ,$$

$$B = \sqrt{B_6^2 + B_2^2} = \sqrt{\left(G \frac{h}{l}\right)^2 + \left(Q \frac{k_1}{l}\right)^2} .$$

Крутний момент, Нм

$$M_{кр} = Ge + M_{тр} .$$

Підсумковий момент від сил тертя в підшипниках, Нм

$$M_{тр} = 0,5f(Ad_A + Bd_B) .$$

Діаметр шпинделя в опорі А , виходячи із сумісної дії згинального момента M_3 та кручення $M_{кр}$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2}}{[\sigma]}} .$$

Підшипники розраховують відомими методами по визначеним реакціям опор А та В.

Потужність приводного електродвигуна, Вт:

$$N = \frac{M_{кр}\omega}{\eta_0}, \quad (8.5)$$

де $\eta_0 = \eta_3\eta_4$ - загальний ККД привода;

$\eta_3 = 0,95$ - ККД відкритої зубчастої передачі;

$\eta_4 = 0,6$ - ККД однозаходного черв'ячного редуктора;

ω - кутова швидкість планшайби, 1/с;

$$\omega = \frac{\pi}{30}, \quad \frac{1}{c}; \quad n = \frac{V_3}{\pi D}, \quad \frac{об}{хв};$$

V_3 —швидкість зварювання плавлення (приймається $V_3 = 15 - 25 м/хв$);

D - діаметр виробу, м.

8.4. РОЗРАХУНОК ОДНОСТОЯКОВИХ ОБЕРТАЧІВ З ВЕРТИКАЛЬНИМ ШПИНДЕЛЕМ

Найбільший згинальний момент буде в опорі А (рис. 8.5)

$$M_3 = Ge + Qk .$$

Радіальні реакції опор шпиделя від сил G та Q визначачимо з рівняння моментів сил:

$$Al = Ge + (l + k)Q; \quad A = G \frac{e}{l} + Q \frac{l+k}{l};$$

$$Bl = Ge + Qk; \quad B = G \frac{e}{l} + Q \frac{k}{l},$$

де $Q = \frac{M_{кр}}{R}$;

f, f_{yn} - коефіцієнти тертя в підшипниках;

d_A, d_B, d_{yn} - діаметри шпиделя в підшипниках.

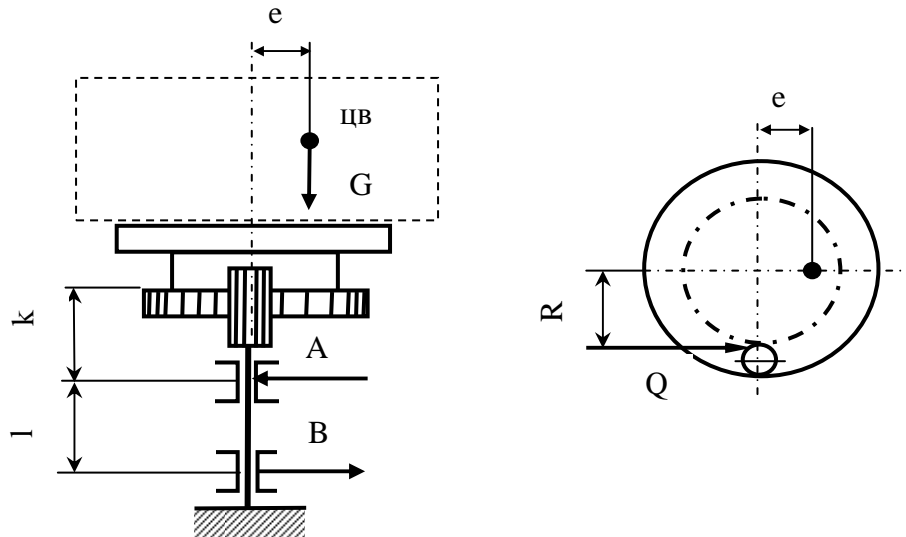


Рис. 8.5. Розрахункова схема обертача з вертикальним шпинделем
Крутний момент буде дорівнювати моменту сил тертя, тобто

$$M_{кр} = M_{тр} = 0,5f(Ad_A + Bd_B) + 0,5f_{yn}A_{yn}d_{yn} .$$

Аксіальна (осьова) реакція опори дорівнює вазі усіх частин, що обертаються

$$A_{yn} = G .$$

Еквівалентний розрахунковий момент в перерізі А

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} ,$$

де $M_{кр}$ -крутний момент, який передається на привод обертача і в вертикальних обертачах при сталому обертанні $M_{кр}$ дорівнює моменту сил тертя в підшипниках $M_{тр}$.

Діаметр шпинделя в перерізі А:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}$$

Потужність приводного електродвигуна визначається за формулою (8.5).

8.5. РОЗРАХУНОК ОДНОСТОЯКОВИХ ОБЕРТАЧІВ ТА КАНТУВАЧІВ З НАХИЛЕНИМ ШПИНДЕЛЕМ

При розрахунках шпинделя на міцність і визначенні потужності привода обертача необхідно розглянути два критичних положення планшайби (рис. 8.6).

В положенні 1: $M_3 = M_{\max}$; $M_{кр} = 0$; $Q = 0$, якщо знехтувати тертям в підшипниках.

В положенні 2: $M_{кр} = M_{кр.\max}$; $M_3 \neq 0$; $Q \neq 0$.

Рівняння міцності необхідно складати для двох положень планшайби з вантажем.

а) Розглянемо варіант, коли центр ваги виробу знаходиться в нижньому положенні, тобто планшайба обертача в положенні 1. При цьому маємо на увазі, що зубчастий вінець прикріплений до планшайби.

Крутний момент дорівнює моменту сил тертя в підшипниках $M_{кр} = M_{тр}$.

Окружна сила на зубчастому вінці

$$Q = \frac{M_{кр}}{R} = \frac{M_{тр}}{R},$$

де R – радіус початкового кола зубчастого вінця, м.

На шпиндель в опорі А діють три моменти: два -у вертикальній площині і один в нахиленій площині.

У вертикальній площині згинальні моменти від сил G_1 і G_2 :

$$M_1 = G_1 h = Gh \sin \alpha$$

$$M_2 = G_2 e = G e \cos \alpha;$$

$$M_e = M_1 + M_2 = G(h \sin \alpha + e \cos \alpha).$$

Моменти M_1 та M_2 підсумовуються алгебраїчно, оскільки вони діють в одній площині.

Згинальний момент, який діє в перпендикулярній нахиленій площині від окружної сили Q

$$M_n = Qk.$$

Результуючий згинальний момент

$$M_3 = \sqrt{M_e^2 + M_n^2} = \sqrt{G^2(h \sin \alpha + e \cos \alpha)^2 + Q^2 k^2}.$$

Якщо знехтувати тертям в підшипниках, то в цьому положенні планшайби $M_{кр} = 0$, $Q = 0$, $M_n = 0$, а тому згинальний момент визначається

$$M_3 \approx M_e \approx G(h \sin \alpha + e \cos \alpha).$$

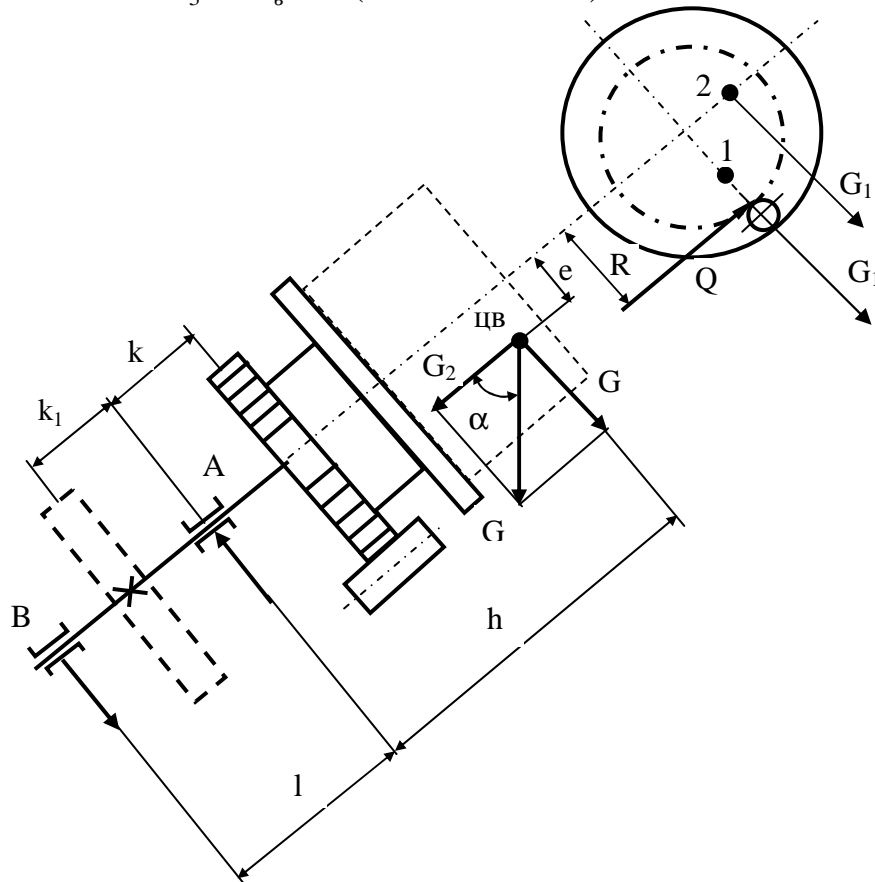


Рис. 8.6. Розрахункова схема одностоякового обертача з нахиленим шпинделем

Радіальні опорні реакції А та В у вертикальній площині від сили G_1 та моменту $M = G_2 e$ визначимо з рівняння моментів:

$$G_1(l+h) - Al + G_2 e = 0; \quad Bl - G_1 h - G_2 e = 0;$$

$$A = G_1 \frac{l+h}{l} + G_2 \frac{e}{l}, \quad A = \frac{G}{l} [(l+h) \sin \alpha + e \cos \alpha];$$

$$B = G_1 \frac{h}{l} + G_2 \frac{e}{l}, \quad B = \frac{G}{l} [h \sin \alpha + e \cos \alpha].$$

Аксіальна (осьова) реакція опори буде визначатися навантаженням на упорний підшипник

$$A_{yn} = G_2 = G \cos \alpha.$$

Момент сил тертя в підшипниках

$$M_{mp} = 0,5f(Ad_A + Bd_B) + 0,5f_{yn}d_{yn}A_{yn},$$

де f і f_{yn} - коефіцієнти тертя в підшипниках;

d_A, d_B, d_{yn} - діаметри шпинделя в підшипниках.

Діаметр шпинделя в небезпечному перерізі

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_3^2 + M_{mp}^2}}{[\sigma]}}$$

Підшипники шпинделя розраховуються та вибираються по визначеним силам А, В, та A_{yn} .

Потужність привода обертача при найбільш низькому положенні центра ваги виробу буде досить малою і розраховувати її для цього положення немає необхідності, оскільки $M_{em} = G_1 e = 0$ і $Q=0$.

Розміщення зубчастого вінця між опорами А та В не впливає на розрахункові формули.

б) Розглянемо варіант, коли центр ваги виробу займе положення 2 на горизонтальній осі, тобто планшайба буде повернута на 90° відносно першого положення (рис.8.6).

Вантажний крутний момент

$$M_{em} = G_1 e = G e \sin \alpha$$

Повний крутний момент, який повинен бути подоланий приводом обертача

$$M_{кр} = M_{em} + M_{mp}$$

Окружна сила на зубчастому колесі

$$Q = \frac{M_{кр}}{R}$$

або наближено, нехтуючи тертям в підшипниках

$$Q \approx \frac{M_{em}}{R} = \frac{G e \sin \alpha}{R}$$

Згинальні моменти на опорі А від сил G_1 та G_2 :

- у вертикальній площині

$$M_1 = G_1 h = G h \sin \alpha;$$

- в перпендикулярній нахиленій площині

$$M_2 = G_2 e + Q \kappa = G e \cos \alpha + \frac{M_{кр}}{R} \kappa$$

Підсумковий згинальний момент в перерізі А

$$M_3 = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{(G h \sin \alpha)^2 + \left(G e \cos \alpha + \frac{M_{кр}}{R} \kappa\right)^2}$$

Радіальні опорні реакції A_6 та B_6 у вертикальній площині від дії сили G_1

$$A_6 = G_1 \frac{l+h}{l} = G \frac{l+h}{l} \sin \alpha,$$

$$B_6 = G_1 \frac{h}{l} = G \frac{h}{l} \sin \alpha.$$

Радіальні горизонтальні опорні реакції A_n та B_n в перпендикулярній нахиленій площині від дії окружної сили Q та моменту на планшайбі $M = G_2 e$:

$$A_n = Q \frac{l+K}{l} + G_2 \frac{e}{l};$$

$$B_n = Q \frac{K}{l} + G_2 \frac{e}{l}.$$

Підставивши значення $Q = \frac{Ge \sin \alpha}{R}$ та $G_2 = G \cos \alpha$, одержимо:

$$A_n \approx \frac{Ge}{l} \left(\frac{l+\kappa}{R} \sin \alpha + \cos \alpha \right);$$

$$B_n \approx \frac{Ge}{l} \left(\frac{\kappa}{R} \sin \alpha + \cos \alpha \right).$$

Результуючі радіальні реакції опор

$$A = \sqrt{A_6^2 + A_n^2}, \quad B = \sqrt{B_6^2 + B_n^2}.$$

Аксіальна реакція опори А

$$A_{yn} = G_2 = G \cos \alpha.$$

Діаметр шпинделя

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10 \sqrt{M_3^2 + M_{mp}^2}}{[\sigma]}}.$$

Повний крутний момент, який сприймається приводом дорівнює сумі двох моментів: M_{em} - вантажного та M_{mp} - сил тертя

$$M_{кр} = Ge \sin \alpha + M_{mp}.$$

Потужність приводного електродвигуна визначається за формулою (8.5).

в) У випадку розміщення зубчастого колеса між опорами А та В деякі розрахунки змінюються, тому що окружна сила на зубчастому колесі та вантажний крутний момент повністю сприймається шпинделем.

Вантажний крутний момент

$$M_{em} = G_1 e = Ge \sin \alpha.$$

Повний крутний момент

$$M_{кр} = M_{em} + M_{mp}.$$

Окружна сила на зубчастому колесі

$$Q = \frac{M_{кр}}{R}.$$

Згинальний момент, який діє на шпindel в перерізі А:
- у вертикальній площині

$$M_1 = G_1 h = Gh \sin \alpha;$$

- в перпендикулярній нахиленій площині

$$M_2 = G_2 e = Ge \cos \alpha.$$

Результуючий згинальний момент в перерізі А:

$$M_{31} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = G \sqrt{h^2 \sin^2 \alpha + e^2 \cos^2 \alpha}.$$

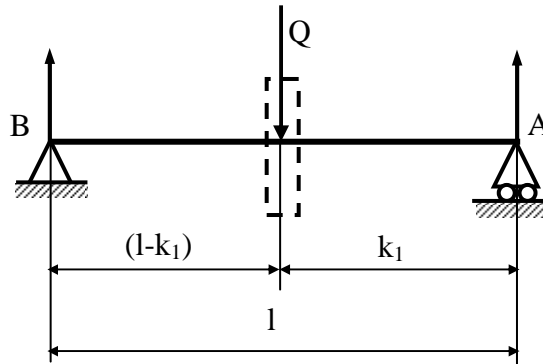


Рис. 8.7. Схема навантаження шпинделя окружною силою

Згинальний момент M_{32} , що виникає від окружної сили Q , прикладеної між опорами А і В у місці посадки зубчастого колеса, визначаємо виходячи з розрахункової схеми, наведеної на рис. 8.7:

$$M_{32} = Q \frac{(l-k_1)k_1}{l}.$$

Радіальні опорні реакції у вертикальній площині

$$A_g = G_1 \frac{l+h}{l} = G \frac{l+h}{l} \sin \alpha,$$

$$B_g = G_1 \frac{h}{l} = G \frac{h}{l} \sin \alpha.$$

Горизонтальні опорні реакції в нахиленій площині

$$A_2 = G \frac{e}{l} \cos \alpha + Q \frac{l-k_1}{l}; \quad B_2 = G \frac{e}{l} \cos \alpha + Q \frac{k_1}{l}.$$

Результуючі опорні реакції підшипників А та В

$$A = \sqrt{A_g^2 + A_2^2}, \quad B = \sqrt{B_g^2 + B_2^2}.$$

Аксiальна реакція упорного підшипника

$$A_{yn} = G_2 = G \cos \alpha.$$

Момент сил тертя в підшипниках обертача

$$M_{mp} = 0,5f(Ad_A + Bd_B) + 0,5f_{yn}d_{yn}A_{yn}.$$

Найбільший крутний момент

$$M_{кр} = Ge \cos \alpha + 0,5f(Ad_A + Bd_B) + 0,5f_{yn}d_{yn}A_{yn}.$$

Результуючі еквівалентні моменти, які діють на шпиндель:

-в перерізі шпинделя на опорі А

$$M_{e1} = \sqrt{M_{з1}^2 + M_{кр}^2};$$

-в перерізі шпинделя під зубчастим колесом між опорами А і В

$$M_{e2} = \sqrt{M_{з2}^2 + M_{кр}^2}.$$

Розрахункові діаметри шпинделя

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10M_{e1}}{[\sigma]}}, \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{10M_{e2}}{[\sigma]}}.$$

Потужність приводного електропривода визначається за формулою (8.5)

В обертачах з нахиленим шпинделем діаметр шпинделя та опорні реакції повинні визначатись як найбільші з двох значень, одержаних для першого і другого положень планшайби.

Крутний момент та потужність двигуна визначаються тільки у другому положенні, бо при цьому вони досягають максимального значення.

В усіх попередніх розрахунках крутний момент визначається при сталому обертанні шпинделя, тобто без урахування динамічних процесів. Якщо маса виробу та швидкість його обертання достатньо великі, то в розрахунках на міцність до статичного крутного моменту $M_{кр}$ необхідно додати динамічний момент сил інерції $M_{ин}$, який діє в період розгону та гальмування (при несталому обертанні шпинделя):

$$M_{ин} = \frac{GD_{ин}^2 n}{37,5 \cdot t_{ин}}, \quad HМ$$

де G – маса, яка обертається, кг;

$D_{ин}$ - діаметр інерції маси, м;

$CD_{ин}^2$ - маховий момент маси, яка обертається, кг.м²;

$t_{ин}$ - час розгону або гальмування, с; n - частота обертання вала двигуна, 1/хв.

8.6. РОЗРАХУНОК ДВОСТОЯКОВИХ ЦЕНТРОВИХ КАНТУВАЧІВ ТА ОБЕРТАЧІВ

Недоліком одностоякових кантувачів є консольне закріплення зварюваного виробу, внаслідок чого довжина цих виробів, отож і виліт

консолі обмежені максимально допустимим вантажним моментом кантувача. Цього недоліку позбавлені двостоякові кантувачі, в яких виріб спирається на дві опори на кінцях.

На рис. 8.8 показана розрахункова схема двостоякового кантувача, складеного з двох опорних бабок: передньої приводної у вигляді одностоякового кантувача з доповненням шарнірного кріпильного пристрою, та задньої холостої рухомої бабки з кріпильним самовстановлюваним центром.

Шарнірне або інше самовстановлюване сполучення кріпильних пристроїв зі шпинделем передньої та задньої бабок дозволяє розглядати закріплений в них виріб як балку, вільно оперту по кінцях, а реакції опор, котрі сприймають вагу виробу, прикладеними до центрів шарнірів.

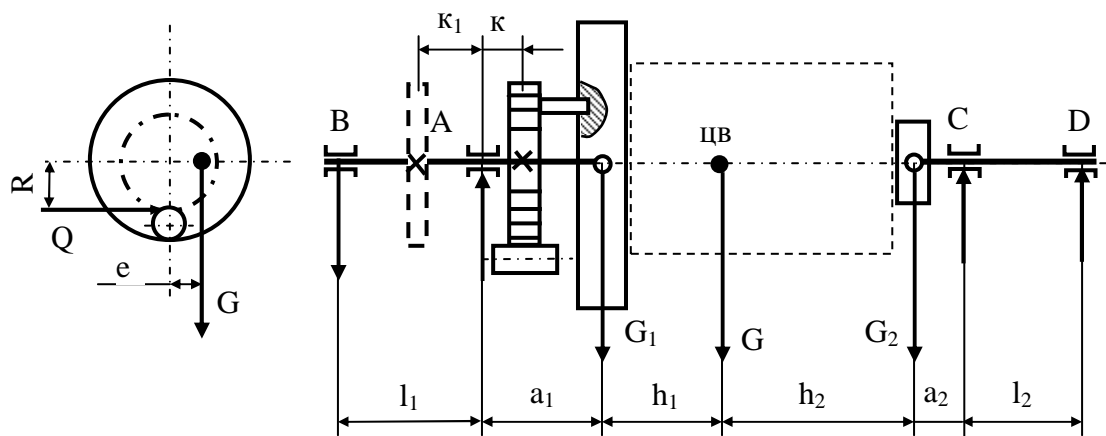


Рис. 8.8. Розрахункова схема двостоякового кантувача

Найбільший крутний момент, який сприймається приводом кантувача

$$M_{кр} = Ge + M_{mp} ,$$

де $M = Ge$ - вантажний крутний момент, Нм;

M_{mp} - момент сил тертя в підшипниках, Нм;

$$M_{mp} = 0,5(Ad_A f_A + Bd_B f_B + Cd_C f_C + Dd_d f_d);$$

A, B, C, D - реакції в підшипниках, Н;

d_A, d_B, d_C, d_d - відповідні діаметри шпинделів, м.

Сили, які діють на хвостовики шпинделів визначаються як реакції опор балки вагою G, вільно опертої кінцями в шарнірах передньої та задньої бабок

$$G_1 = G \frac{h_2}{h_1 + h_2}, \quad G_2 = G \frac{h_1}{h_1 + h_2}.$$

Вертикальні реакції в підшипниках :

-передньої бабки

$$A_e = G_1 \frac{l_1 + a_1}{l_1} = G \frac{h_2(l_1 + a_1)}{l_1(h_1 + h_2)}; \quad B_e = G_1 \frac{a_1}{l_1} = G \frac{h_2 a_1}{l_1(h_1 + h_2)};$$

-задньої бабки

$$C_6 = G_2 \frac{l_2 + a_2}{l_2} = G \frac{h_1(l_2 + a_2)}{l_2(h_1 + h_2)}; \quad D_6 = G_2 \frac{a_2}{l_2} = G \frac{h_1 a_2}{l_2(h_1 + h_2)}.$$

Радіальні сили в підшипниках передньої бабки від дії окружної сили Q на зубчастому колесі

$$A_3 = Q \frac{l_1 + k}{l_1}; \quad B_3 = Q \frac{K}{l_1},$$

де $Q = M_{kp} / R$;

R - радіус початкового кола зубчастого колеса.

Підсумкові радіальні сили в підшипниках передньої бабки дорівнюють геометричній сумі двох взаємно перпендикулярних складових

$$A = \sqrt{A_6^2 + A_3^2}, \quad B = \sqrt{B_6^2 + B_3^2}.$$

Аксіальні сили в підшипниках дорівнюють силі затиску пінолі задньої бабки і залежать від типу виробу, його розмірів та способу закріплення. В багатьох випадках ця сила дорівнює нулю.

Згинальний момент в небезпечному перерезі шпинделя передньої бабки кантувача (опора А)

$$M_A = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{G_1^2 a_1^2 + Q^2 k^2},$$

де $M_1 = G_1 a_1$ - вантажний момент, Нм;

$M_2 = Qk$ - згинальний момент від дії окружної сили, Нм.

Згинальний момент в небезпечному перерезі шпинделя неприводної задньої бабки кантувача (опора С)

$$M_C = G_2 a_2 = G \frac{a_2 h_1}{h_1 + h_2}.$$

Розрахункові еквівалентні моменти для шпинделя передньої та задньої бабок відповідно:

$$M_{e1} = \sqrt{M_A^2 + M_{mp1}^2}; \quad M_{e2} = \sqrt{M_C^2 + M_{mp2}^2},$$

де M_{mp1}, M_{mp2} - моменти сил тертя в підшипниках передньої та задньої бабок.

$$M_{mp1} = 0,5(Ad_A f_A + Bd_B f_B); \quad M_{mp2} = 0,5(Cd_C f_C + Dd_D f_D).$$

Діаметри шпинделів в перерізах А та С

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10M_{e1}}{[\sigma]}}, \quad d_C = \sqrt[3]{\frac{10M_{e2}}{[\sigma]}}$$

де $[\sigma]$ - допускні напруження на згинання для матеріалу шпинделя, МПа.

Потужність приводу кантувача, Вт

$$N = \frac{M_{kp} \omega}{\eta_0}. \quad (8.6)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ - кутова швидкість планшайби, 1/с;

$\eta_0 = \eta_3 \eta_r$ - загальний ККД передачі;

$n = \frac{V_3}{\pi D}$ - частота обертання шпинделя, об/хв.

Зауваження: Якщо маса виробу та швидкість його обертання надто великі, то в розрахунках на міцність до статичного крутного моменту $M_{кр}$ слід додати динамічний момент сил інерції $M_{ін}$, який діє в періоди розгону та гальмування, тобто при несталому обертанні шпинделя.

$$M_{ін} = \frac{GD_{ін}^2 n}{37,5 \cdot t_{ін}}, \quad Нм$$

де G – маса, яка обертається, кг;

$D_{ін}$ - діаметр інерції маси, м;

$GD_{ін}^2$ - маховий момент маси, яка обертається, кгм²;

$t_{ін}$ - час розгону або гальмування, с (визначається по каталожній характеристиці двигуна);

n - частота обертання планшайби, 1/хв.

а) Особливості визначення силових факторів у випадку розташування ведучої шестерні збоку на одній горизонтальній осі з зубчастим колесом.

При такому монтажі окружна сила на зубчастому колесі буде направлена вертикально, а тому реактивні сили та моменти, які вона викликає, складаються з вантажними алгебраїчно, а не геометрично.

Навантаження на підшипниках:

$$A = A_6 + A_3 = G \frac{h_2(l_1 + a_1)}{l_1(h_1 + h_2)} + Q \frac{l_1 + k}{l_1};$$

$$B = B_6 + B_3 = G \frac{h_2 a_1}{l_1(h_1 + h_2)} + Q \frac{k}{l_1}.$$

Згинальний момент в небезпечному перерізі А шпинделя передньої бабки

$$M_A = G_1 a_1 + Qk = G \frac{a_1 h_2}{h_1 + h_2} + Qk.$$

Згинальний момент в небезпечному перерізі С шпинделя задньої бабки

$$M_C = G_2 a_2 = G \frac{a_2 h_1}{h_1 + h_2}.$$

Еквівалентні моменти в перерізах А та С шпинделів

$$M_{e1} = \sqrt{M_A^2 + M_{mp1}^2}; \quad M_{e2} = \sqrt{M_C^2 + M_{mp2}^2}.$$

8.7. РОЗРАХУНОК ДВОСТОЯКОВИХ КАНТУВАЧІВ З ПОВОРотноЮ РАМОЮ

У зварювальному виробництві часто використовують двостоякові безшпindelьні кантувачі зі з'єднуючою кріпильною рамою, платформою або станиною. У таких кантувачах зварюваний виріб закріплюється на рамі, що установлюється за допомогою болтів на кінцевих цапфах кантувача. У свою чергу, цапфи кантувача змонтовані на двох самоустановних підшипниках. Таким чином, в них відсутні передня та задня бабки з їх двохопорними шпинделями.

Відстань від опорної поверхні рами до осі обертання кантувача можна змінювати в залежності від розмірів виробу з таким розрахунком, щоб загальний центр ваги виробу та поворотної рами по можливості співпадав з віссю обертання. При цьому момент обертання, а отже, і потужність приводу будуть мінімальними. Це досягається за рахунок застосування регульованого по висоті закріплення кінцевих цапф до рами, тобто рухомих по вертикалі.

В приведенному варіанті систему можна розглядати як двохопорну балку вільно оперту на дві опори, особливо коли будуть застосовуватися самоустановні сферичні шарикові або роликові підшипники (рис.8.9).

Крутний момент, який передається на привод кантувача

$$M_{kp} = Ge + M_{mp},$$

де $M = Ge$ - вантажний крутний момент, Нм;

M_{mp} - момент сил тертя в підшипниках, Нм;

$$M_{mp} = 0,5f(Ad_A + Cd_C)$$

A, C - реакції в підшипниках, Н;

d_A, d_C - діаметри цапф, м.

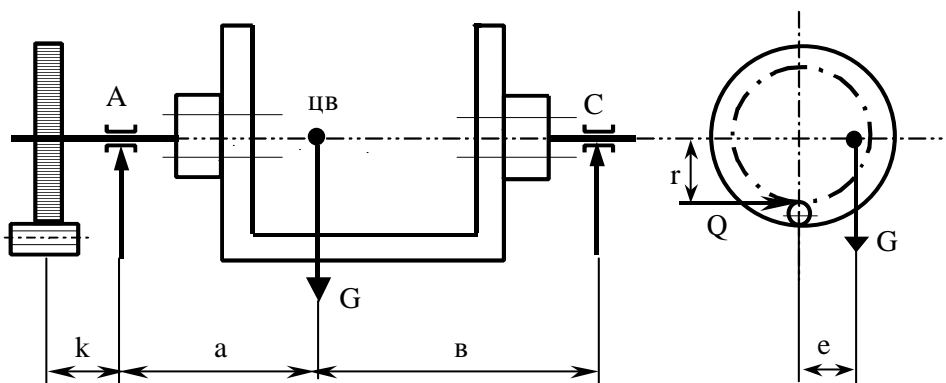


Рис. 8.9. Розрахункова схема двостоякового кантувача з поворотною рамою

Вертикальні реакції в підшипниках

$$A = G \frac{b}{a+b}; \quad C = G \frac{a}{a+b}.$$

Підсумкові радіальні сили в підшипниках:
а) при нижньому розміщенні ведучої шестерні

$$A = \sqrt{\left(G \frac{b}{a+b}\right)^2 + Q^2},$$

де $Q = \frac{M_{кр}}{r}$ - окружна сила на зубчастому колесі, Н;

r - радіус початкового кола зубчастого колеса, м.

б) При боковому розміщенні ведучої шестерні

$$A = G \frac{b}{a+b} + Q; \quad C = G \frac{a}{a+b}.$$

Згинальний момент, який діє на цапфу в перерізі А:

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2};$$

$$M_3 = Qk.$$

На основі знайдених сил та моментів проводяться подальші розрахунки усіх елементів кантувача: поворотної рами, опорних цапф, підшипників та інших конструктивних елементів.

Діаметр цапфи в перерізі А

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}.$$

Потужність N приводу кантувача розраховується за формулою (8.6).

Вибір частоти обертання кантувача необхідно визначати з допустимої окружної швидкості виробу, що обертається. Для середніх габаритів виробу вона приймається рівною $V_k = 16 \dots 25$ м/хв. А взагалі, частота обертання шпинделя кантувача не повинна перевищувати 5 об/хв.

8.8. БЕЗЦЕНТРОВІ КАНТУВАЧІ

Безцентровими кантувачами називають такі кантувачі, які не мають фізичних центрів або осей обертання в вигляді шпинделів чи опорних цапф. Найбільше розповсюдження знайшли кільцеві та ланцюгові кантувачі цього класу.

8.8.1. Кільцеві кантувачі

Кільцеві кантувачі призначені для складання та зварювання громіздких конструкцій типу станин, просторових рам, дизельних блоків, овальних цистерн та ін. Такі кантувачі одночасно використовуються як складальні кондуктори.

Кільцевий кантувач (рис.8.10) складається з двох опорних кілець 3, з замками 8, з'єднаних між собою станиною складального кондуктора 1. Кільця з зубчастими або цівочними вінцями 2 спираються на роликоопори 4 та зчіплюються з ведучими шестернями 5, посаженими на приводний вал 6. Останній приводиться в обертальний рух за допомогою поздовжніх 6 та поперечного 9 валів і черв'ячних редукторів 10 з двигуном 7. Інколи кільця кантувача роблять роз'ємними для забезпечення можливості укласти зварюваний виріб або його деталі в розімкнений кантувач. Якщо довжина виробу менше відстані між кільцями, то останні можуть виготовлятися нероз'ємними, що спрощує конструкцію кантувача.

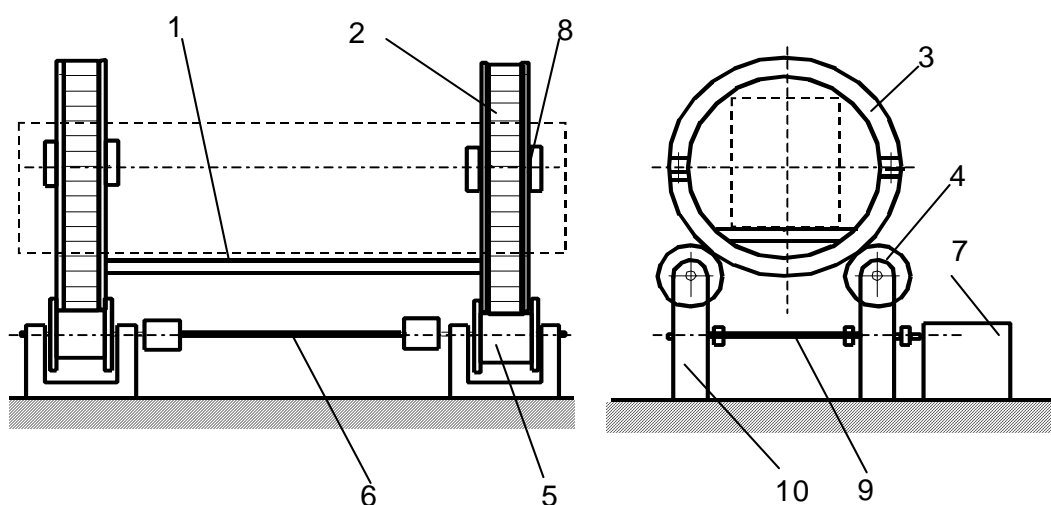


Рис. 8.10. Кільцевий кантувач

Система кілець з жорстким цівочним або зубчастим зчепленням гарантує неможливість пробуксовки опорних кілець навіть при великих ексцентриситетах зварного виробу та всіх обертальних частин кантувача. При порівняно невеликих ексцентриситетах можна забезпечити надійне зчеплення опорних роликів з кільцями за рахунок фрикційної передачі. Для цього достатньо виготовити опорні ролики приводними. Коефіцієнт зчеплення роликів з кільцями можна значно підвищити, застосувавши опорні ролики з гумовими вантажними шинами. Це дозволяє значно підвищити допустиме значення ексцентриситету безпечно проти буксування.

8.8.2. Розрахунок кільцевих фрикційних кантувачів

На рис.8.11 показана розрахункова схема фрикційного кільцевого кантувача. Активне зовнішнє навантаження кантувача складається з центральної сили G , яка дорівнює вазі виробу разом з кільцями та складально-закріплювальними пристроями, і вантажного моменту

$M_{em} = Ge$. Такі кантувачі застосовують для виробів з незначним зміщенням центра ваги відносно осі повороту, тобто з незначним ексцентриситетом.

У цьому випадку стає можливим застосування кільцевого фрикційного кантувача, привод якого має один ряд ведучих роликпор, а другий ряд з холостими роликоопорами. Сила зчеплення роликів з кільцями буде залежати від кута розпору та коефіцієнта зчеплення.

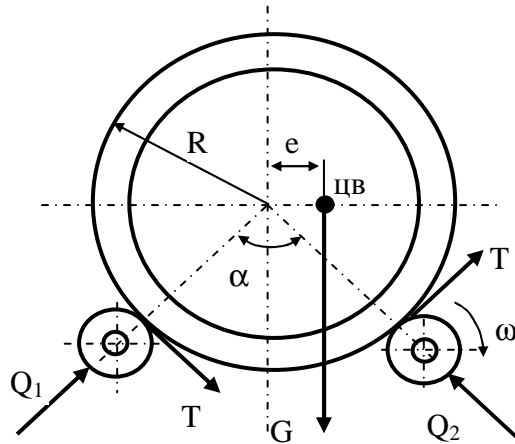


Рис. 8.11. Розрахункова схема кільцевого кантувача

Реактивне навантаження складається з опорних реакцій Q_1, Q_2 та окружних сил T . Розв'язуючи рівняння рівноваги всіх сил та моментів відносно центра кільця і позначивши $\frac{e}{R} = \varepsilon$, одержимо:

$$Q_1 = \frac{G}{2} \left(\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right); \quad Q_2 = \frac{G}{2} \left(\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right); \quad (8.7)$$

$$T = \frac{Ge}{2R} = 0,5Ge.$$

Максимальне навантаження на поздовжній вал:

$$S = \sqrt{Q^2 + T^2}.$$

Сила власного опору обертанню роликів приведена до їх зовнішнього кола:

$$W = K_p \frac{Sfd + 2Q_2\mu}{D_p},$$

де d - діаметр вала в підшипниках, м;

D_p - діаметр ролика, м;

f - коефіцієнт тертя в підшипниках (для шарикопідшипників $f = 0,015$);

μ - коефіцієнт тертя кочення, м (для сталевих роликів $\mu = 0,0008$, а з гумовим покриттям $\mu = 0,0035$);

K_p - коефіцієнт який враховує затрати на тертя кільця з ребордами золиків (приймають $K_p = 1,2$).

Крутний момент, який передається кожним з двох поздовжніх валів кантувача:

$$M_{kp1} = 0,5D_p(T + W).$$

Приводний вал ведучих роликкоопор розраховується на сукупну дію згинального момента M_3 під навантаженням S та крутного момента M_{kp1} .

Згинальний момент, який діє на поздовжній вал в районі підшипника

$$M_3 = KS,$$

де K - відстань між точкою прикладання сили та підшипником, м.

Еквівалентний розрахунковий момент на валу

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{kp1}^2}.$$

Розрахунковий діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}},$$

де $[\sigma]$ - допускні напруження, МПа (60-80 МПа для сталі 40Х).

Крутний момент на поперечному валу 9 (рис.8.10), який з'єднує два поздовжніх вала 6 через черв'ячні редуктори 7, можна записати у вигляді:

$$M_{kp} = \frac{G}{i\eta_p \cos \frac{\alpha}{2}} \left(0,5D_p \varepsilon \cos \frac{\alpha}{2} + K_p \frac{fd + 2\mu}{D_p} \right),$$

де i - передаточне відношення черв'ячної пари;

η_p - ККД черв'ячного редуктора.

За розрахованою величиною крутного момента та частоті обертання кантувача визначається необхідна потужність електропривода. Але попередньо необхідно перевірити запас зчеплення роликкоопор з кільцями, який гарантував би неможливість їх пробуксовки.

Для цього складаємо рівняння рівноваги при критичному значенні ексцентриситета e_{kp} , при якому вантажний момент Ge_{kp} був би зрівноважений моментом сил зчеплення роликкоопор з кільцями. Фактичний ексцентриситет повинен бути меншим від критичного в K_{34} разів.

$$Ge_{kp} = (Q_1 + Q_2)\varphi R, \quad (8.8)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення роликів з кільцями.

Замінивши $\varepsilon_{kp} = \frac{e_{kp}}{R}$ та Q_1 і Q_2 їх значеннями з формули (8.7),

приведемо вираз (8.8) до такого вигляду:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Таким чином, критичне значення відносного ексцентриситету, при якому може виникнути буксування, не залежить від ваги та радіусу опорних кілець, а залежить тільки від коефіцієнта зчеплення φ та кута розпору α .

Запас зчеплення повинен бути $K_{зч} = \frac{\varepsilon_{кр}}{\varepsilon} = \frac{e_{кр}}{e} \geq 3$.

Потужність електроприводу (Вт) визначається за формулою

$$N = \frac{M_{кр} \omega}{\eta_0},$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, Нм;

ω - частота обертання кантувача, 1/с;

$\eta_0 = \eta_p \eta_z$ - загальний ККД приводу.

8.8.3. Ланцюгові кантувачі

Ланцюгові кантувачі призначені для кантування довгих балкових конструкцій, профіль яких по своїм зовнішнім габаритам близький до квадрату або кола. Вони дозволяють повертати зварювану балку навколо її поздовжньої осі на 360° .

Ланцюговий кантувач (рис. 8.12) складається з декількох, розміщених на рівних відстанях на загальній рамі 9, опорних стояків 6, кожен з яких обладнаний трьома ланцюговими блоками 1,4,7. Через ці блоки перекинута замкнутий нескінчений ланцюг 2. У верхній своїй частині ланцюг утворює вільну провисаючу петлю – гніздо. В ці петлі – гнізда укладається зварювана балка 3. Один з верхніх блоків виконаний у вигляді ведучої ланцюгової зірочки 4. Оскільки ведучі зірочки усіх стояків з'єднані загальним приводним валом 5, то при обертанні цього вала ланцюги на всіх стояках кантувача здійснюють синхронний рух. Укладена на них балка перекочується по ланцюгам і повертається навколо своєї горизонтальної осі.

Спрямування ланцюга в нижній блок 7 здійснюється за допомогою напрямного жолоба 8, який запобігає зіскакуванню ланцюга з блоку.

Привод кантувача може бути виконаним також через нижні ланцюгові зірочки. Але у цьому випадку усі верхні блоки холості, а нижні зірочки з'єднуються загальним приводним валом, який приводиться в обертальний рух від електроприводу.

Укладання виробу в такий кантувач здійснюється за допомогою мостового крана просто і швидко, оскільки не виникає потреби його закріплення в центрах або на планшайбах. Наявність проміжних опор сприяє запобіганню утворення значного прогину зварюваної балки.

Недоліками ланцюгового кантувача є похибка положення осі балки при кантуванні та відсутність плавності повороту, як у центрових кантувачах. У зв'язку з цим ланцюгові кантувачі пропонуються для оснащення індивідуального та дрібносерійного виробництва довгих балок різноманітної номенклатури.

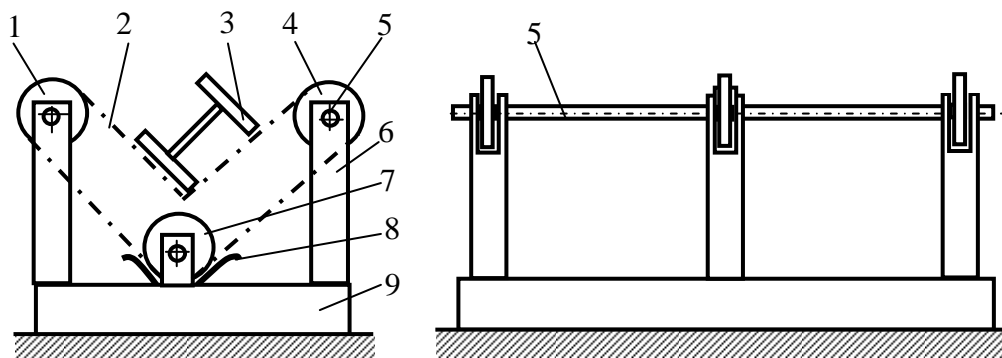


Рис. 8.12. Схема ланцюгового кантувача

8.8.4. Розрахунок ланцюгового кантувача

Схема навантаження опорного стояка ланцюгового кантувача показана на рис.8.13. Сила натягу ланцюгів залежить не тільки від ваги балки та кількості опорних петель, але і від ступеню провисання петель, який вимірюється кутом обхвату балки α_0 . Цей кут вважається одним з головних параметрів ланцюгового кантувача і визначається між двома прямолінійними ділянками ланцюга, що утворюються при його натягуванні силою, прикладеною до середньої точки петлі. При незмінній вазі виробу зусилля в ланцюговій петлі буде найбільшим при $\alpha_0 = 180^\circ$.

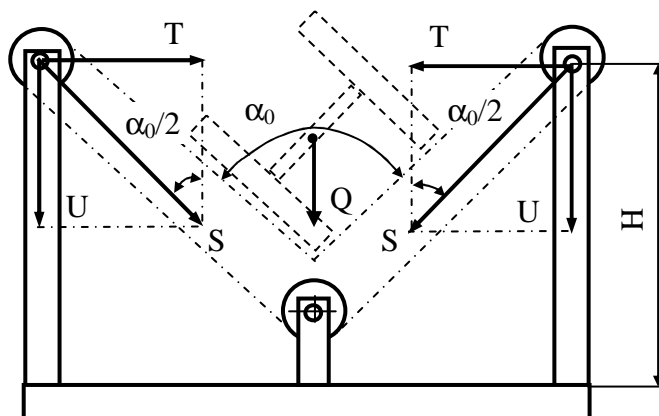


Рис. 8.13. Розрахункова схема ланцюгового кантувача

Підсумкова сила натягування ланцюгів P_0 в залежності від ваги виробу Q та кута обхвату α_0 для статичного стану кантувача визначається за формулою

$$P_0 = \frac{Q}{2 \cos \frac{\alpha_0}{2}} \quad (8.9)$$

Розрахункова сила для одиничного ланцюга:

$$P_1 = \frac{P_0}{i_n} K_1 = \frac{Q K_1}{2 i_n \cos \frac{\alpha_0}{2}}, \quad (8.10)$$

де i_n - кількість опорних ланцюгових петель;

K_1 - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження на ланцюгах, в середньому $K_1=1,5$ при $i_n > 2$ і $K_1 = 1,1 \dots 1,2$ при $i_n = 2$.

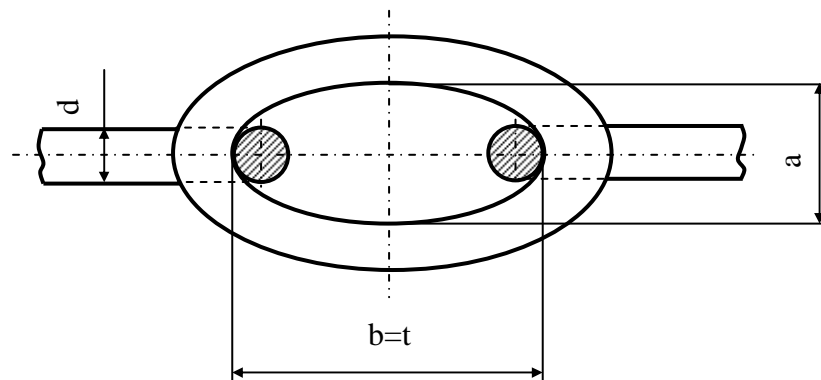


Рис.8.14. Конструкція ланки зварного ланцюга

Таблиця 8.1. Розміри ланок зварних ланцюгів (ГОСТ 2319-81)

Коротколанкова		Довголанкова	
a	t	a	t
1,5d	2,6d	1,5d	3,5d

Для кантувачів використовують прості зварні ланцюги (рис.8.14). Залежно від довжини ланки розрізняють коротколанкові та довголанкові прості зварні ланцюги (таблиця 8.1). Для виготовлення таких ланцюгів використовують маловуглецеві сталі Ст.2, Ст.3 та сталь 10, що мають границю міцності 370...450 МПа [15]. Після зварювання та калібрування ланцюги підлягають відпалюванню та випробовуванню на розрив під навантаженням рівному половині руйнівного. При цьому не допускаються залишкові деформації ланцюга.

Залежно від точності виготовлення коротколанкові та довголанкові ланцюги бувають калібровані ($a^{\pm 0,05d}$, $b^{\pm 0,03d}$) та некалібровані ($a^{\pm 0,1d}$, $b^{\pm 0,1d}$). Перевагу віддають каліброваним ланцюгам.

Розрахунок ланцюга на міцність виконується, виходячи з величини натягу P_1 та з урахуванням коефіцієнта динамічності K_δ , який оцінює ефект ударів та поштовхів при укладанні і поворотах балки, а також з урахуванням необхідного запасу міцності K_3 .

Умова міцності ланцюга

$$P_1 K_\delta K_3 \leq P_p,$$

або, якщо підставити замість P_1 його значення з формули (8.10), то умова міцності набере вигляд

$$\frac{QK_1 K_\delta K_3}{2i_n \cos \frac{\alpha_0}{2}} \leq P_p,$$

де P_p - сила розриву ланцюга, яка визначається за стандартом ГОСТ 2319 – 81 на зварні калібровані ланцюги;

$$K_\delta = 1,4 \dots 1,6;$$

$$K_3 = 6 \dots 8 \text{ (вибирається з таблиці 8.2).}$$

Таблиця 8.2. Запас міцності зварних ланцюгів [15]

Ручний привод		Машинний привод	
Некалібрований ланцюг	Калібрований ланцюг	Некалібрований ланцюг	Калібрований ланцюг
3	3	6	8

Потужність електроприводу ланцюгового кантувача можна наближено визначити за формулою

$$N = \frac{P_0 V}{\eta_0},$$

де N -потужність приводу, Вт;

P_0 -підсумкова сила натягування ланцюгів, Н;

V - швидкість ланцюга, або колова швидкість ведучих зірочок по їх початковому колу, яка приймається в межах 0,12...0,2 м/с;

$\eta_0 = \eta_\omega \eta_\mu \eta_\beta \eta_3$ - загальний ККД приводного механізму, включно з зірочками, блоками та редукторами;

$\eta_\omega = 0,96$ -ККД циліндричного зубчастого редуктора з підшипниками кочення (з підшипниками ковзання приймається 0,94);

$\eta_\mu = 0,65$ -ККД однозаходного черв'ячного редуктора;

$\eta_\beta = 0,97$ -ККД ланцюгового блока на підшипниках кочення (для блоків з підшипниками ковзання приймається 0,94);

$\eta_3 = 0,97$ -ККД зірочки на підшипниках кочення (для зірочок, які розміщені на підшипниках ковзання він приймається рівним 0,94).

Діючий на вал згинальний момент досягає максимального значення під зірочкою, де передається сила S . Ця сила дорівнює натягу двох віток ланцюга $S = 2P_1$. Після заміни P_1 його значенням з формули (8.10) одержимо

$$S = \frac{QK_1}{i_n \cos \frac{\alpha_0}{2}}. \quad (8.11)$$

Згинальний момент визначається з деяким запасом за формулою $M_{з1} = Sl$ або, з урахуванням формули (8.11)

$$M_{з1} = \frac{QlK_1}{i_n \cos \frac{\alpha_0}{2}},$$

де l - відстань між осями зірочки та найближчого підшипника вала (якщо

зірочка змонтована на одному підшипнику).

Крутний момент на валу:

$$M_{кр} = P_0 \frac{D_3}{2} = \frac{QD_3}{4 \cos \frac{\alpha_0}{2}}.$$

Початковий діаметр ведучої зірочки визначається за формулою

$$D_3 = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}} \right)^2},$$

де t - крок ланцюга, мм;

d - діаметр ланцюгової сталі, мм;

z - кількість ячеек зірочки (приймається $z \geq 4$).

Зірочки виготовляються литвом з чавуну або зі сталі. Для цієї мети використовують чавун СЧ 15, СЧ 18 або сталь 35Л.

Еквівалентний розрахунковий момент на валу, Нм:

$$M_e = \sqrt{M_{з1}^2 + M_{кр}^2} = \frac{Q}{\cos \frac{\alpha_0}{2}} \sqrt{\left(\frac{lK_1}{i_n} \right)^2 + \left(\frac{D_3^2}{4} \right)^2}.$$

Розрахунковий діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}.$$

На вісь ланцюгового блока або холостої зірочки діє згинальний момент:

$$M_{32} = \frac{SL}{4} = \frac{QLK_1}{4i_n \cos \frac{\alpha_0}{2}},$$

де L - відстань між підшипниками осі.

Діаметр осі визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_{32}}{[\sigma]}}.$$

Опорний стояк кантувача працює на згинання та стиск (рис. 8.13). Найбільший згинальний момент в основі стояка

$$M_3 = TH = S \sin \frac{\alpha_0}{2} H.$$

Замінивши S його значенням з формули (8.11), одержимо

$$M_3 = \frac{QK_1 H \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{i_n}.$$

На кожен стояк діє сила стиску

$$U = S \cos \frac{\alpha_0}{2} = \frac{QK_1}{i_n}.$$

Напруження в стояку від згинання та стиску

$$\sigma_{\max} = \frac{M_3}{W} + \frac{U}{F} = \frac{QK_1}{i_n} \left(\frac{H \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{W} + \frac{1}{F} \right),$$

де W - момент опору поперечного перерізу стояка, м^3 ;

F - площа поперечного перерізу стояка, м^2 .

Умова міцності

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma].$$

Напруження в нижній балці стояка

$$\sigma_{3\max} = \frac{M_3}{W} = \frac{QK_1 H \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{i_n W}.$$

8.8.5. Важільно-домкратні кантувачі

Важільно-домкратні кантувачі мають силовий привод у вигляді важільної системи повороту з підйомними домкратами – гідравлічними або пневматичними. Вони призначені для повороту громіздких об'ємних конструкцій в зручне для зварювання положення. До таких конструкцій

належать рамні та корпусні вироби, зварні шви котрих розташовані у двох взаємно перпендикулярних напрямках.

У зв'язку з цим кантувачі повинні забезпечити поворот виробу також у двох взаємно перпендикулярних площинах для установки усіх зварних швів в зручне для зварювання положення.

Конструкція універсального домкратного кантувача. Платформа кантувача 7 (рис.8.15) на кожній з чотирьох сторін має два співвісно розташованих опорних пальці 6, навколо осей котрих платформа може повертатися під дією центрального гідродомкрата 9. В горизонтальному положенні всі її пальці знаходяться в опорних гніздах – вилках 5, закріплених на фундаменті кантувача. Опорні гнізда мають замковий пристрій у вигляді накладних захватних гаків 4. Кожні два співвісні гаки з'єднані між собою жорстким валом 3, при повороті якого гаки закидаються на пальці, замикаючи гнізда, або відкидаються, вивільняючи пальці для підйому платформи. Вал з гаками повертається допоміжним пневмоциліндром 1, який діє на важіль 2, закріплений на цьому валу.

Для повороту платформи навколо будь-якої осі перш за все необхідно закинути гаки на пальці цієї осі, а всі інші гаки повинні бути відкинуті для вивільнення пальців інших трьох осей.

Центральний гідроциліндр 9 з'єднується з платформою 7 за допомогою двовісного шарніра 8 і спирається на фундамент через кульовий шарнір 10.

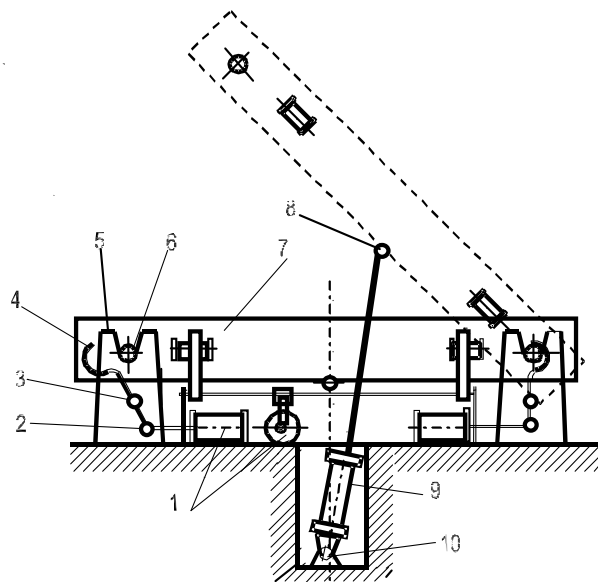


Рис. 8.15. Схема універсального домкратного кантувача

8.8.6. Розрахунок універсального домкратного кантувача

Розрахунок сил, які діють в кантувачі можна виконати за допомогою масштабної розрахункової схеми (рис. 8.16), на котрій графічно знаходять

величину плечей усіх прикладених до них сил та по рівнянням моментів визначають значення цих сил.

Основне навантаження кантувача Q складається з ваги виробу G_0 та власної ваги платформи G_1 з пристроями $Q = G_0 + G_1$.

Сили на штоці гідроциліндра P та опорних пальцях платформи S необхідно визначати при двох крайніх положеннях платформи – горизонтальному та нахиленому під кутом $\alpha = 45^\circ$, а також при двох симетричних відносно осі кантувача положеннях центра ваги.

Сила на штоці P досягає найбільшого значення при горизонтальному положенні платформи та розташуванні центра ваги ліворуч від центра платформи з ексцентриситетом e . З рівняння моментів сил відносно шарніра визначається максимальна сила на штоці домкрата

$$P_{\max} \cdot R = Q(R + e), \quad P_{\max} = Q \frac{R + e}{R}.$$

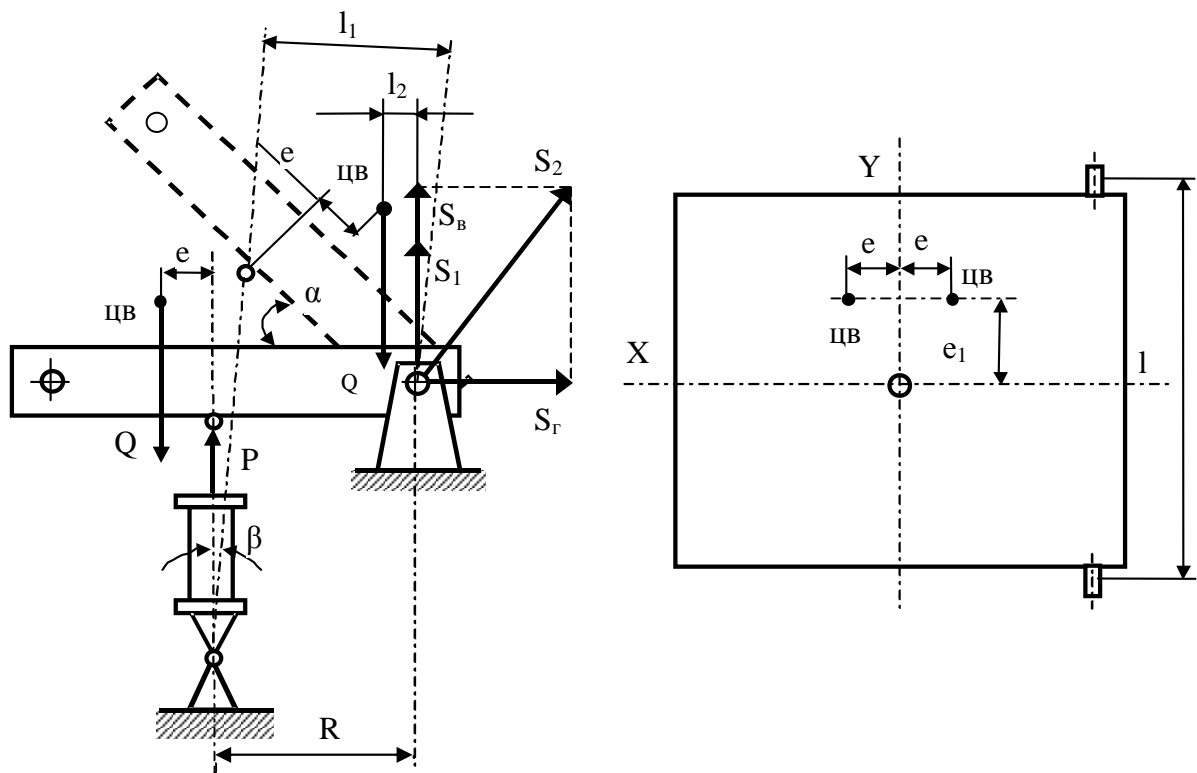


Рис. 8.16. Розрахункова схема універсального домкратного кантувача.

Сила, яка діє на праві опорні пальці платформи визначається з рівняння моментів

$$\begin{aligned} Qe + S_1 R &= 0, \\ S_1 &= -Q \frac{e}{R}. \end{aligned} \quad (8.12)$$

Ця сила розподіляється на два гаки нерівномірно, в залежності від величини поперечного ексцентриситету e_1 по осі УУ. У зв'язку з цим максимальна сила на гаку визначається з рівняння моментів сил

$$T_1 l = S_1 (0,5l + e_1), \quad T_1 = S_1 \frac{0,5l + e_1}{l}.$$

Підставивши замість S_1 його значення з формули (8.12) одержимо

$$T_1 = -Q \frac{e(0,5l + e_1)}{Rl},$$

де l - відстань між гаками.

Визначена сила T_1 одночасно діє на гаки, та на пальці платформи. Щоб визначити максимальну розрахункову силу, яка діє на пальці, необхідно розглянути стан рівноваги сил при нахиленому під кутом $\alpha = 45^\circ$ положенні платформи. У цьому випадку силу на штоці визначають при розташуванні центра ваги праворуч від центра платформи. З рівняння моментів сил визначають силу на штоці

$$Pl_1 = Ql_2, \quad P = Q \frac{l_2}{l_1}.$$

Таким чином $P < P_{\max}$ оскільки $\frac{l_2}{l_1} < \frac{R + e}{R}$.

Визначаємо вертикальні S_e та горизонтальні S_2 реакції опорних гнізд кантувача

$$S_e = Q - P \cos \beta = Q \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \cos \beta\right),$$

$$S_2 = P \sin \beta = Q \frac{l_2}{l_1} \sin \beta.$$

Підсумкова реакція опор, а також сила на пальцях платформи в нахиленому положенні

$$S_2 = \sqrt{S_e^2 + S_2^2} = Q \sqrt{\left(1 - \frac{l_2}{l_1} \cos \beta\right)^2 + \left(\frac{l_2}{l_1} \sin \beta\right)^2}.$$

Враховуючи нерівномірність розподілу цієї сили на два пальці, визначаємо розрахункову силу, яка діє на один палець в залежності від поперечного ексцентриситету e_1 при $\alpha = 45^\circ$

$$T_2 l = S_2 (0,5l + e_1),$$

$$T_2 = S_2 \frac{0,5l + e_1}{l}.$$

З двох значень сил на пальці T_1 та T_2 розрахунковим буде найбільше з них. Як правило $T_2 > T_1$.

Розрахунок пальців виконують на згинання та зрізання. Діаметр пальця визначають, виходячи з максимального згинального моменту M_3

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_3}{[\sigma]}}$$

де $[\sigma]$ – допускні напруження, МПа.

Гніздо розраховується на питомий тиск

$$\frac{T_2}{d \cdot \delta} \leq [q],$$

де d – діаметр опорного пальця, м;

δ – товщина опорного гнізда, м;

$[q]$ – допустимий питомий тиск, МПа (для сталі $[q] = 5$ МПа).

Розрахунок діаметра гідроциліндра виконують з урахуванням максимальної сили на штоці

$$D = \sqrt{\frac{4P_{\max}}{\pi p \eta}}$$

де p – тиск робочої рідини в гідросистемі, МПа;

η – ККД гідроциліндра (для циліндрів $D=150\dots300$ мм $\eta = 0,85$).

8.8.7. Важільно - книжкові кантувачі

Особливу різноманітність важільних кантувачів складають так звані книжкові кантувачі, важелі яких в процесі кантування складаються та розкладаються подібно книзі. Вони можуть використовуватися для повороту в зручне для зварювання положення зварних полотнищ, ферм та балок. Конструкція такого кантувача дозволяє виконувати зварні шви з двох сторін виробу.

Конструкція важільно-книжкового кантувача. Важільно-книжковий кантувач (рис. 8.17) складається з двох пар важелів 2,7,10,12, які можуть синхронно повертатися на $\alpha = 96^\circ$ при їх складанні та розкладанні завдяки нахилу осі гідроциліндра 6 відносно вертикалі. Поворот лівого та правого важелів забезпечується важільно-шатунним синхронізуючим механізмом до складу якого входять два шатуни 4, зв'язаних внизу загальним шарніром з головкою штока циліндра та повзуном. Повзун під дією гідроциліндра рухається по напрямним 5, розташованим співвісно з гідроциліндром і закріплених на опорній станині кантувача.

Для забезпечення одночасного повороту обох пар важелів, кожна пара важелів має з'єднувальний вал, який жорстко з'єднує два важелі. Ліві важелі 2 та 10 з'єднані валом 3, а праві – 7 та 12 з'єднані трубчастим валом.

Вал 3 закріплюється в опорних підшипниках 11 до станини кантувача. Верхні головки шатунів 4 з'єднуються за допомогою осі 13 з важелями. Кантування виробу здійснюється таким чином. При повороті важелів 7 та 12 з позиції I в позицію II виріб зі стелажа 8 піднімається та повертається навколо осі 3 на кут $\alpha = 96^\circ$ проти годинникової стрілки.

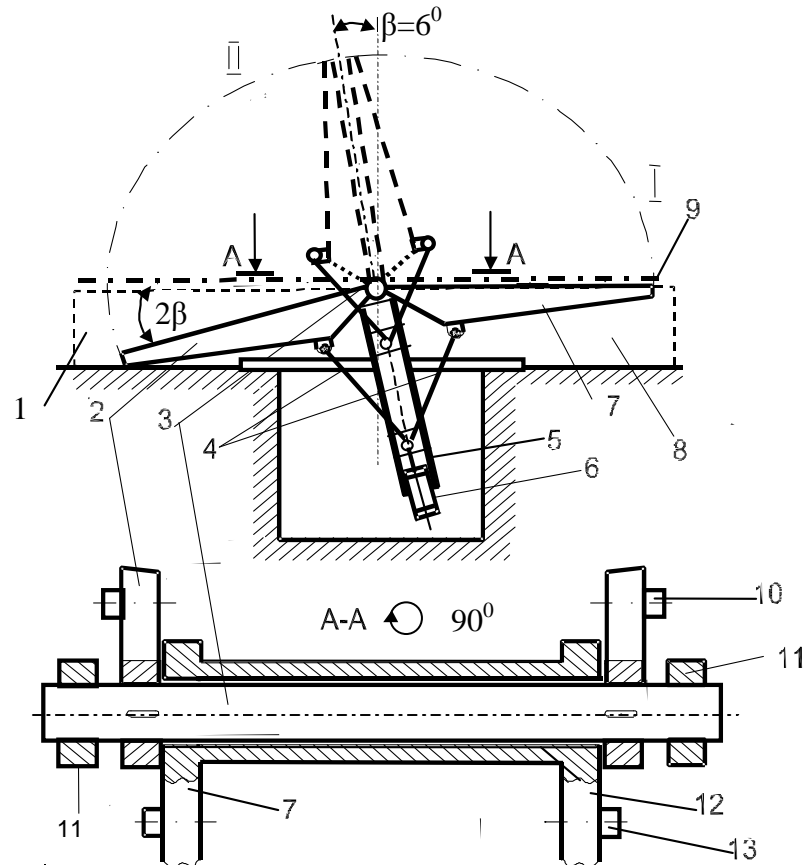


Рис. 8.17. Важільно-книжковий кантувач

Одночасно та синхронно з поворотом правих важелів повертаються по ходу годинникової стрілки ліві важелі 2 та 10, рухаючись назустріч правим, поки не зімкнуться з ними в нахиленому стані у позиції II.

Зустрічний поворот важелів виникає тоді, коли штоки гідроциліндрів 6 рухаються доверху. Потім гідроциліндри переключаються на зворотний рух, що призводить до зворотного руху та розкриття важелів. Завдяки нахилу виробу вліво (позиція II) затиснуте важелями полотнище 9 перекидається на ліві важелі і разом з ними повертається та плавно опускається на лівий стелаж 1, де здійснюється зварювання швів зі зворотної сторони.

8.8.8. Розрахунок важільно-книжкового кантувача

Вихідними даними для розрахунку є навантаження кантувача у вигляді ваги виробу та положення його центра ваги, а також кінематична схема приводного важільного механізму. Виходячи з розрахункової

схеми (рис.8.18), визначають: силу P на шатуні кривошипно-повзунного механізму; силу P_2 на повзуні; силу P_1 на штоці гідроциліндра; силу, яка діє на вісь головного шарніра поворотних важелів. Розрахунковими будуть найбільші з можливих значень сил та моментів. У зв'язку з тим, що кантувач має два двоважільних механізми, то розрахунок доречно вести для одного механізму, виходячи з половинного навантаження кантувача G . У цьому випадку механізм кантувача працює як одноважільний кривошипно-повзунний механізм. Силу на шатуні та його шарнірах можна визначити з рівняння моментів відносно осі головного шарніра:

$$GH = Ph.$$

Підставивши в рівняння моментів $H = R \cos \alpha$, одержимо $GR \cos \alpha = Ph$, звідки визначаємо силу на шатуні

$$P = \frac{GR}{h} \cos \alpha,$$

де h та $\cos \alpha$ - змінні величини.

Поперечна сила, яка діє на повзун

$$P_2 = P \sin \varphi = \frac{GR}{h} \cos \alpha \sin \varphi.$$

Сила на штоці гідроциліндра без урахування сил тертя

$$P_1 = P \cos \varphi = \frac{GR}{h} \cos \alpha \cos \varphi.$$

Повна сила на штоці з урахуванням сили тертя повзуна

$$Q = P_1 + fP_2 = \frac{GR}{h} \cos \alpha (\cos \varphi + f \sin \varphi),$$

де f - коефіцієнт тертя повзуна по напрямним (приймається $f = 0,1$).

Сила Q є розрахунковою вантажопідйомністю гідроциліндра кантувача.

За допомогою приведених формул та графічної побудови кінематики механізму в різних його положеннях, визначають усі діючі сили при різних кутах повороту кантувача α .

Розрахунок осі шарніра шатуна 13 виконують на згинання та питомий тиск.

Напруження від дії згинального моменту

$$\sigma = \frac{PL}{4 \cdot 0,1d^3} \leq [\sigma],$$

де L – відстань між опорами осі, м;

d – діаметр осі шатуна, м;

$[\sigma]$ – допускні напруження, МПа.

Питомий тиск в шарнірі

$$q = \frac{P}{dl} \leq [q],$$

де l – ширина головки шатуна, м;
 $[q]$ – допускний питомий тиск, МПа (для сталі приймають 5 МПа);
 d - діаметр осі, м;
 P - сила на шатуні, Н.

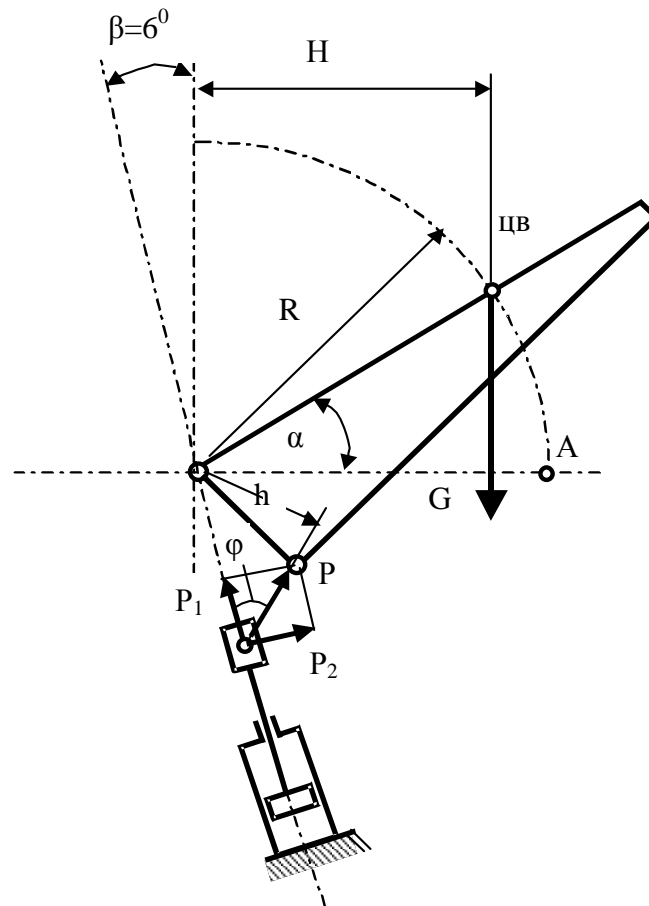


Рис.8.18. Розрахункова схема важільно-книжкового кантувача

Для розрахуну важелів та осі головного шарніра розглянемо розрахункову схему кантувача, показану на рис.8.19.

Найбільша сила S , яка діє на вісь головного шарніра важелів, визначається з умови рівноваги сил при $\alpha = 0^\circ$.

Вертикальна складова цієї сили

$$S_1 = P_1 \cos \beta - G.$$

Горизонтальна складова

$$S_2 = P_2 \cos \beta.$$

Підсумкова сила, яка діє на шарнір

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2}.$$

Центральна вісь кантувача, яка з'єднує важелі 2 та 10 (рис. 8.17) працює на згинання з найбільшим напруженням в початковий момент підйому вантажу.

Умова міцності осі кантувача

$$\sigma = \frac{Sa}{0,1d^3} \leq [\sigma],$$

де a – плече згинання, м (визначається як відстань від важеля 7 або 12 до найближчого підшипника 11).

Важелі книжкового кантувача (рис.8.19) розраховують з урахуванням згинального моменту

$$M = Gl_1,$$

де l_1 - плече дії сили, м.

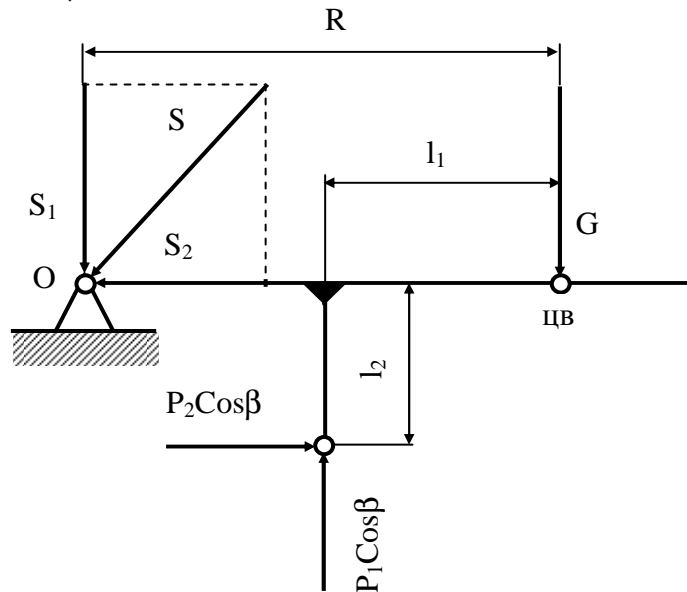


Рис. 8.19. Розрахункова схема важеля книжкового кантувача

Умова міцності важеля

$$\sigma = \frac{Gl_1}{W} \leq [\sigma],$$

де W – момент опору поперечного перерізу важеля, м³;

$[\sigma]$ -допускні напруження матеріалу важелів, МПа.

Виходячи з умови міцності, визначають момент опору згинанню та конструюється поперечний переріз важеля кантувача.

При розрахунках на міцність та жорсткість станини кантувача враховують величину сили P_2 .

8.9. УНІВЕРСАЛЬНІ ОБЕРТАЧІ (МАНІПУЛЯТОРИ ТА ПОЗИЦІОНЕРИ)

8.9.1. Призначення та типи універсальних обертачів (маніпуляторів та позиціонерів)

До 1984 року універсальні зварюванні обертачі відносились до так званих маніпуляторів і позиціонерів. Універсальність таких обертачів

полягає в тому, що вони можуть використовуватись в якості обертачів, кантувачів та позиціонерів.

Маніпулятори призначені для обертання виробів в процесі зварювання кільцевих швів в зручному для зварювання положенні, яке забезпечується різними кутами нахилу осі обертання.

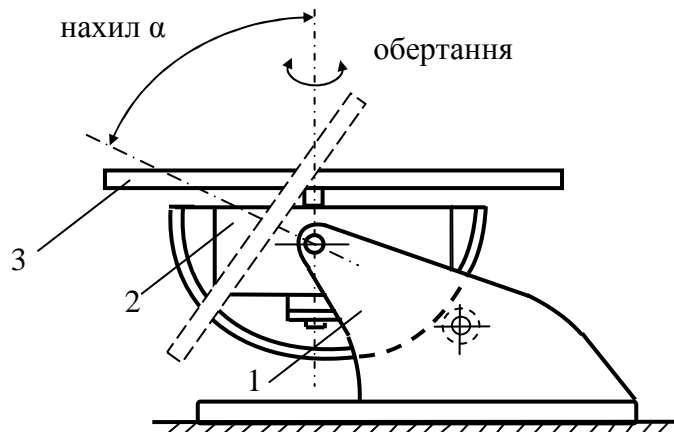


Рис.8.20. Схема універсального обертача

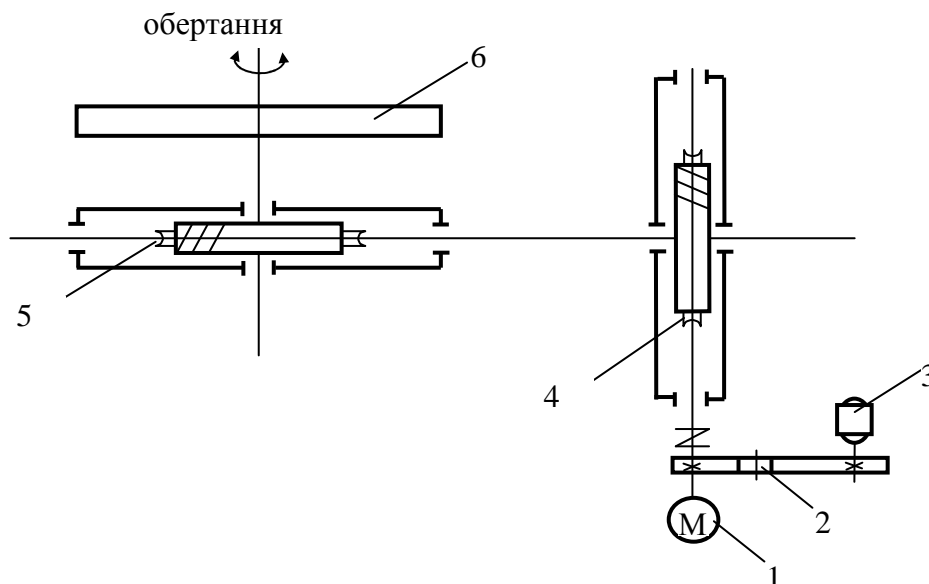


Рис. 8.21. Кінематична схема механізму обертання:
 1 - двигун постійного струму; 2 – паразитна шестерня;
 3 – тахогенератор; 4 та 5 – черв'ячні редуктори; 6 – планшайба.

До складових частин універсального обертача входять (рис.8.20) корпус 1 з механізмом нахилення планшайби, стіл (траверса) 2 з планшайбою 3 і механізмом обертання. Типові кінематичні схеми механізмів обертання та нахилення планшайби показані на рис. 8.21 та 8.22.

Позиціонери призначені для установлення виробів в зручне для зварювання положення. Вони забезпечують обертання та нахилення зварюваних виробів з постійною швидкістю (з маршовою швидкістю).

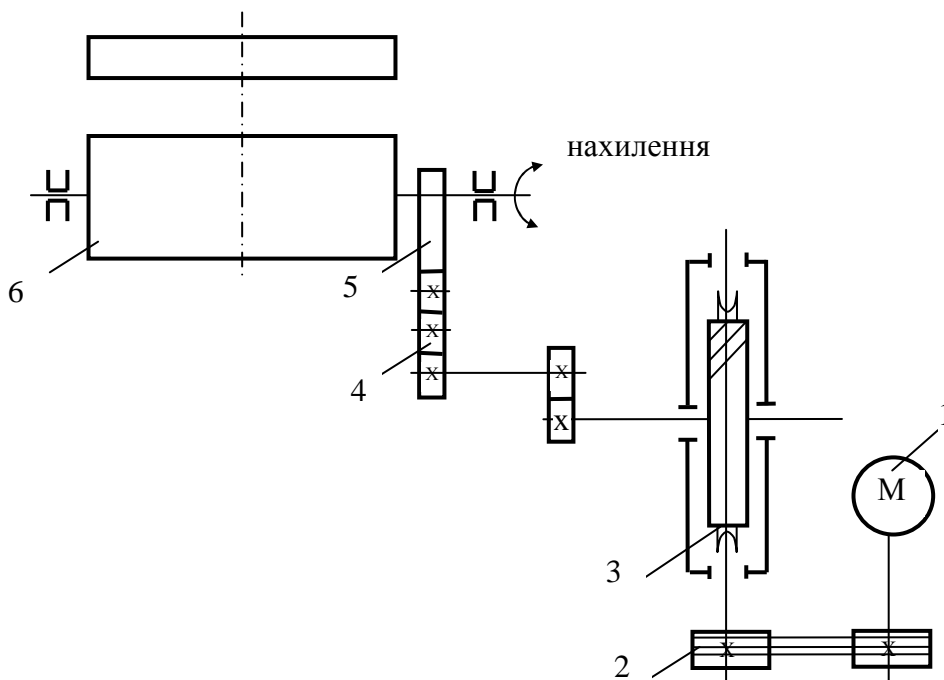


Рис. 8.22. Кінематична схема механізму нахилення:

1 – асинхронний двигун; 2 – клинопасова передача; 3 - черв'ячний редуктор;
4- набір шестерень; 5 - зубчастий сектор; 6- стіл планшайби (траверса).

Універсальні обертачі (маніпулятори) і позиціонери конструктивно не відрізняються, тому що виготовляються з уніфікованих функціональних вузлів. Вони мають два механізми: для обертання планшайби та для її нахилу під відповідним кутом. Як правило, механізми нахилу планшайби забезпечують нахил з постійною швидкістю і обладнанні електроприводом змінного струму з асинхронним двигуном.

Механізм обертання планшайби універсального обертача (маніпулятора) обладнаний електроприводом постійного струму з електромашинним підсилювачем і забезпечує обертання зварюваного виробу в широкому діапазоні зварювальних швидкостей.

Механізм обертання планшайби позиціонера обладнаний електроприводом змінного струму і забезпечує обертання зварюваного виробу з певною постійною швидкістю, достатньою для установаження зварюваного виробу в зручне положення при виконанні відповідної операції зварювання.

В залежності від вантажопідйомності розрізняють такі маніпулятори та позиціонери:

- а) легкі - до 500 кгс;
- б) середні - від 500 кгс до 2000 кгс;
- в) важкі - до 10 000 кгс і більше.

Найбільше застосування у виробництві зварних конструкцій знайшли наступні типи універсальних обертачів, що виготовляються серійно:

а) маніпулятори типу М-0,06, М-0,12; М-0,25; М-1; М-2; М-4; М-8; У-191; У-117 та ін.;

б) позиціонери типу П-0,06; П-0,12; П-0,25; П-1; П-2; П-4 та ін.

Розрізняють такі конструктивні типи маніпуляторів (рис 8.23):

а) консольні; б) карусельні; в) карусельні з повним або частковим зрівноваженням; г) карусельні з вертикальним підйомом; г) карусельні з радіальним підйомом; д) важільно-секторні.

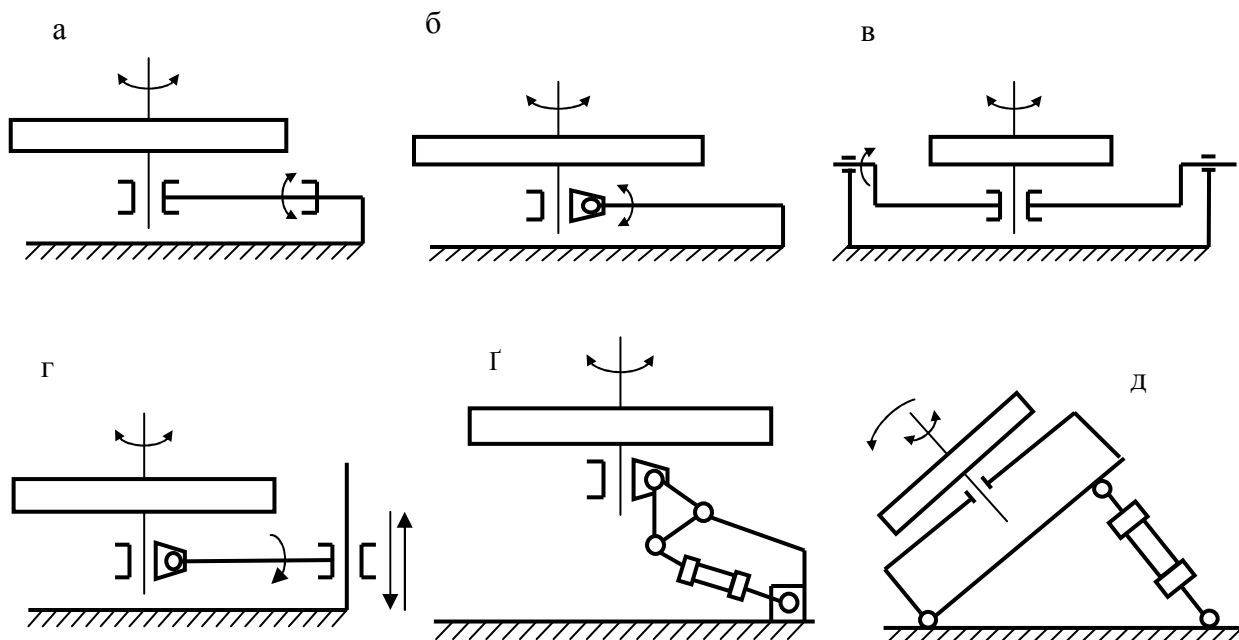


Рис. 8.23. Структурні схеми маніпуляторів

Вибір стандартного універсального обертача, або маніпулятора та позиціонера за термінологією до 1984 року, здійснюється за наступними основними показниками: а) вантажопідйомність; б) крутий момент відносно осі обертання; в) момент відносно опорної площини планшайби; г) висота піднімання від підлоги до осі нахилу; г) кут нахилу планшайби; д) частота обертання планшайби.

8.9.2. Розрахунок універсальних обертачів

Вихідними даними для розрахунку є [2]:

- вага виробу разом з кріпильними пристроями;
- положення центра ваги;
- розміри виробу;
- частота обертання планшайби;
- діапазон змінення нахилу осі обертання планшайби;
- конструктивна та кінематична схеми обертача.

Розрахунок механізму обертання планшайби. Розрахункова схема механізму обертання наведена на рис. 8.24. Виходячи з розрахункової

схеми, еквівалентний згинальний момент в небезпечному перерезі шпинделя - в підшипнику А.

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} .$$

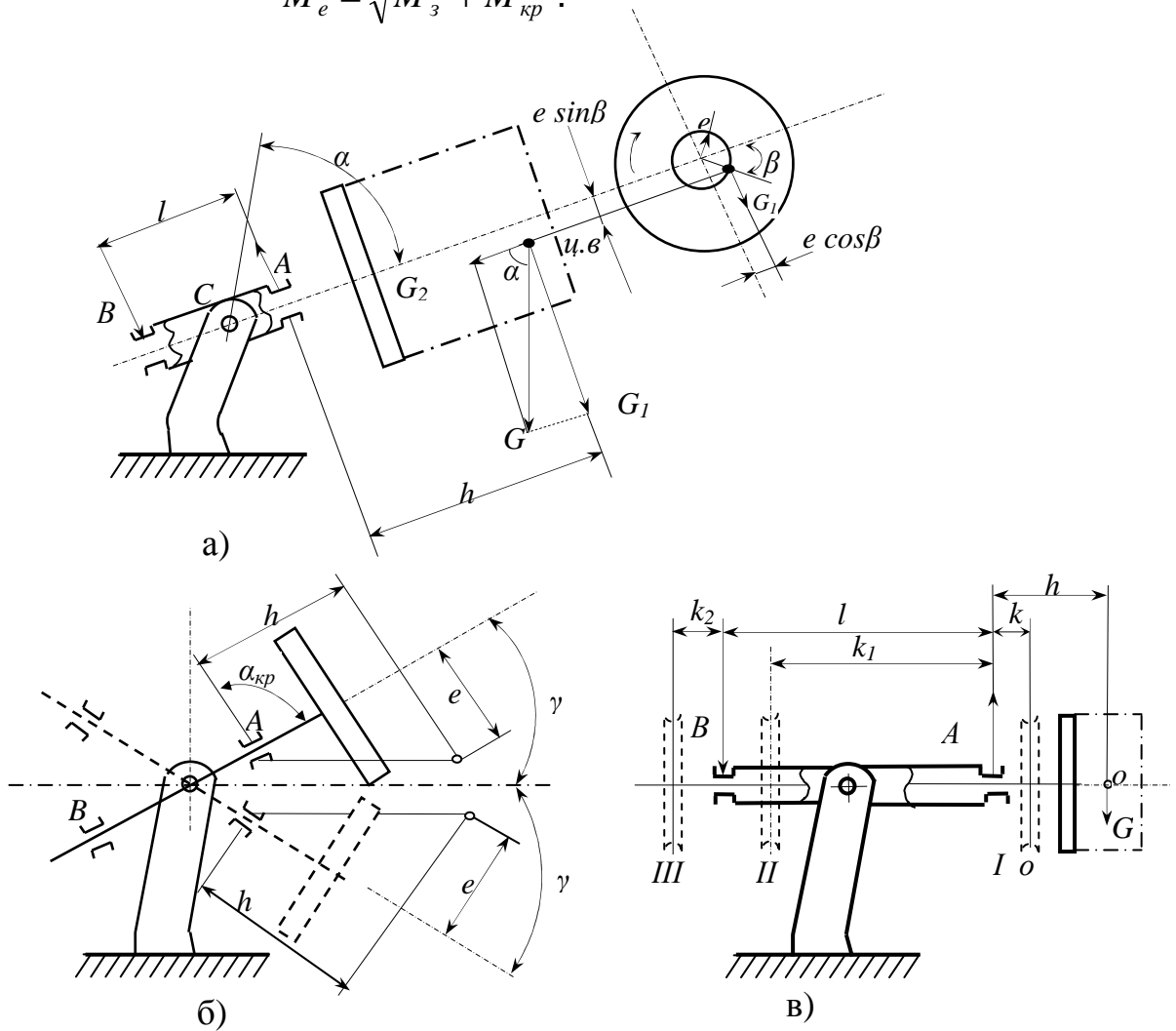


Рис.8.24. Розрахункові схеми механізму обертання універсального обертача: а-нахилене положення під довільним кутом б-нахилене положення під кутом $\alpha_{кр}$; в-горизонтальне положення при $\alpha=90^0$.

Цей момент є функцією двох змінних величин: кута нахилення шпинделя α та кута поворота планшайби β при її обертанні навколо осі шпинделя.

Згинальний момент, який діє в перерезі А у вертикальній площині

$$M_e = G_1 h + G_2 e \cdot \sin \beta .$$

Згинальний момент в нахиленій перпендикулярній площині

$$M_2 = G_2 e \cdot \cos \beta .$$

Підсумковий згинальний момент

$$M_3 = \sqrt{M_e^2 + M_2^2} = \sqrt{G_1^2 h^2 + G_2^2 e^2 + 2G_1 G_2 h e \sin \beta} ,$$

де: G - вага виробу з кріпильними пристроями, Н;

h та e - координати центра ваги, м;
 α - кут нахилу шпинделя;
 β - кут повороту планшайби;
 $G_1 = G \sin \alpha$; $G_2 = G \cos \alpha$.

Таким чином, підсумковий згинальний момент має вигляд

$$M_3 = G\sqrt{h^2 \sin^2 \alpha + e^2 \cos^2 \alpha + 2he \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta}.$$

Крутний момент

$$M_{кр} = G_1 e \cos \beta = G e \sin \alpha \cos \beta.$$

Еквівалентний момент

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} = G\sqrt{e^2 \cos^2 \beta + (h \sin \alpha + e \cos \alpha \sin \beta)^2}. \quad (8.13)$$

Вираз (8.13) дозволяє оцінити величину M_e при різних значеннях кутів α та β .

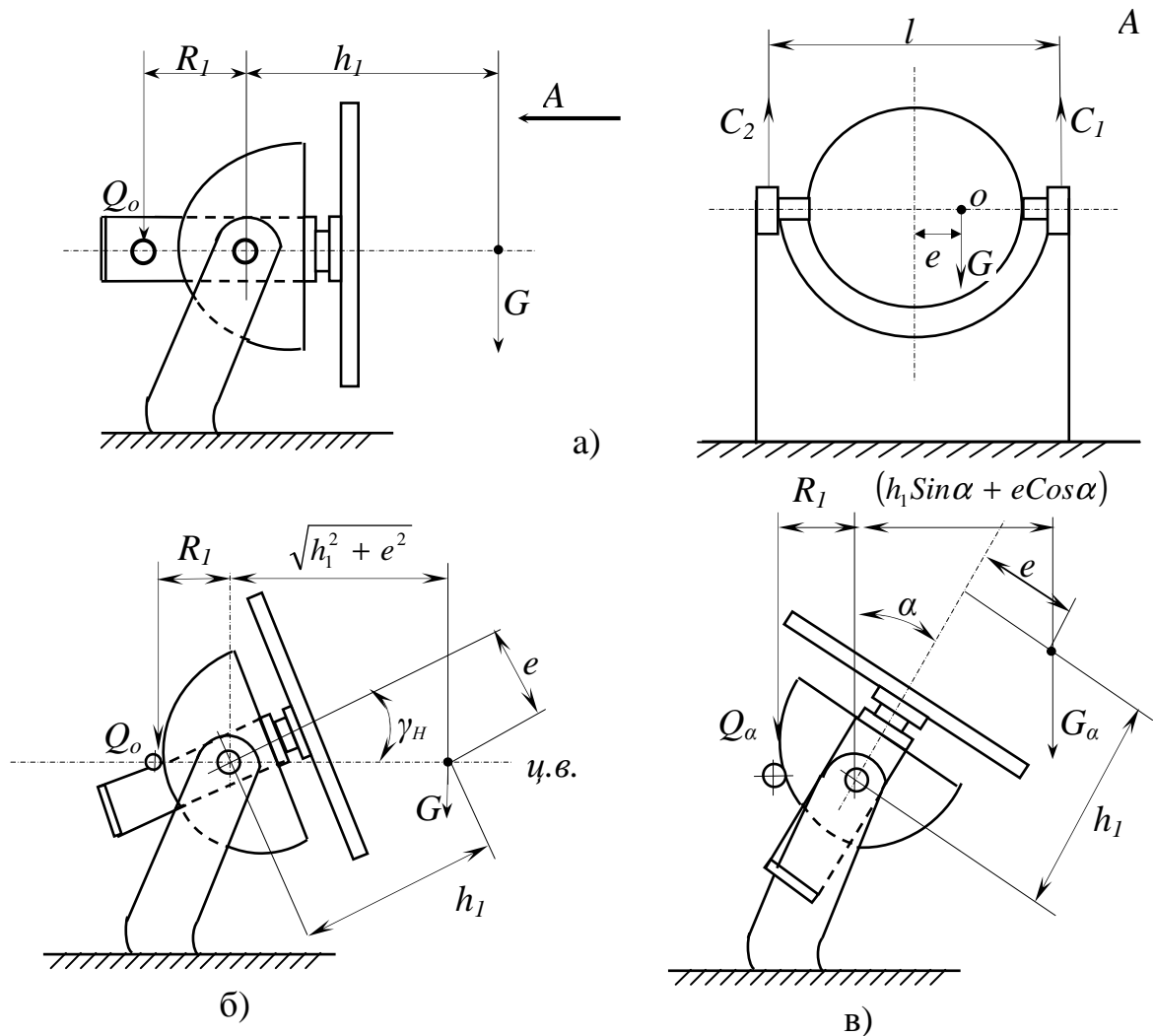


Рис.8.25. Розрахункові схеми механізму нахилу універсального обертача: а-горизонтальне положення при $\alpha=90^\circ$ та $\beta=0$; б-нахилене положення під кутом $\alpha=90^\circ - \gamma_H$ та $\beta=90^\circ$; в-нахилене положення під довільним кутом α .

Для того, щоб знайти значення кутів α та β при яких момент M_e досягає максимуму, необхідно прирівняти до нуля часткові похідні функції M_e ,

$$\text{тобто} \quad \frac{\partial M_e}{\partial \alpha} = 0 \quad \text{і} \quad \frac{\partial M_e}{\partial \beta} = 0.$$

Співвідношення кутів α та $\beta_{кр}$, при якому момент M_e досягає максимального значення

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha &= \frac{e}{h} \sin \beta_{кр}, \\ M_{e \max} &= G \sqrt{h^2 + e^2}, \end{aligned}$$

де $\beta_{кр}$ - кути поворота планшайби при яких момент досягає максимального значення.

Для кожного співвідношення e/h існує критичний кут нахилу $\alpha_{кр}$ та прилежний до нього діапазон кутів більших критичного в межах від $\alpha_{кр}$ до $\alpha_{кр} + 2\gamma$ при яких M_e досягає $M_{e \max}$. Небезпечні розрахункові кути нахилу існують в діапазоні $\pm \gamma$ від горизонтального положення осі шпинделя

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{e}{h},$$

$$\alpha_{кр} = 90^0 - \gamma = 90^0 - \operatorname{arctg} \frac{e}{h}.$$

Кути, які не входять в зону кутів γ , не вважаються розрахунковими і ніякої небезпеки не представляють.

Розташування ведучої і веденої зубчастих шестерень на валу (рис.8.24, I, II, III) впливає на величину діючих на шпиндель моментів та опорних реакцій. Ведучу шестерню, як правило, розміщують унизу.

Варіант I. Зубчасте колесо розміщене на передній консольній частині шпинделя (рис. 8.24).

У цьому випадку розрахунковим положенням шпинделя при визначенні M_e буде його нахилене положення при $\alpha = \alpha_{кр}$.

а) Для варіанта I при $\alpha = \alpha_{кр}$ та $\beta = 90^0$ опорна реакція в горизонтальній площині $A_2 = 0$, а в вертикальній

$$A_e = G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \sqrt{h^2 + e^2}}.$$

Через те, що $A_2 = 0$, то підсумкова реакція в опорі А

$$A = \sqrt{A_e^2 + A_2^2} = A_e.$$

Горизонтальна реакція в опорі В буде $B_2 = 0$.

Вертикальна реакція в опорі В

$$B_e = G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}.$$

Оскільки $B_z = 0$, то підсумкова реакція в опорі В буде

$$B = \sqrt{B_e^2 + B_z^2} = B_e.$$

Отже, згинальний момент в горизонтальній нахиленій площині $M_z = 0$, а в вертикальній площині

$$M_e = G\sqrt{h^2 + e^2}.$$

Тоді еквівалентний згинальний момент буде

$$M_e = G\sqrt{h^2 + e^2}.$$

Діаметр шпинделя розраховується з умови статичної міцності по еквівалентному згинальному моменту

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}, \quad (8.14)$$

де $[\sigma]$ -допускні напруження на згинання, МПа (призначаються за даними, що наведені у табл.8.3).

Таблиця 8.3. Допускні напруження на згинання для валів та обертових осей

Матеріал	Діаметр вала, мм	Термічна обробка	$[\sigma]$, МПа
Сталь 35	30...100	загартовування	60...80
Сталь 45	30...100	загартовування	70...90
Сталь 40Х	30...100	загартовування	75...95

При перевірочних розрахунках необхідно дотримуватись такої умови міцності [2]:

$$\sigma = \frac{10M_e}{d^3} + \frac{1,3A_{oc}}{d^2} \leq [\sigma].$$

В цій формулі другий доданок є додатковим напруженням стиску (при $\alpha = \alpha_{кр}$) або розтягу (при $\alpha = \alpha_{кр} + 2\gamma$) від дії осьового навантаження шпинделя A_{oc} , яке визначається за формулою

$$A_{oc} = G \frac{e}{\sqrt{h^2 + e^2}}.$$

б) Для варіанта I при $\alpha=90^0$ та $\beta=0$ опорні реакції підшипника А

$$A_e = G \frac{l+h}{l}; \quad A_z = G \frac{e(l+k)}{lR}; \quad A_{oc} = 0.$$

Підсумкова реакція в опорі А

$$A = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l+k)^2}.$$

Відповідно опорні реакції в підшипнику В:

$$B_1 = G \frac{h}{l}; \quad B_2 = G \frac{e \cdot k}{lR}.$$

Підсумкова реакція в опорі В

$$B = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek}{R}\right)^2}.$$

Згинальні моменти:

-у вертикальній площині $M_1 = Gh$;

-в горизонтальній площині $M_2 = G \frac{ek}{R}$.

Еквівалентний згинальний момент

$$M_e = G \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek}{R}\right)^2}.$$

Діаметр шпинделя визначається за формулою (8.14)

в) Для варіантів II та III при $\alpha=90^\circ$ та $\beta=0$ вертикальні реакції в опорі А залишаються без змін, а горизонтальні визначаються відповідно

$$A_1 = G \frac{e(l-k_1)}{lR}, \quad A_2 = G \frac{ek_2}{lR}, \quad A_{oc} = 0.$$

Відповідно підсумкові реакції в опорі А

$$A = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l-k_1)^2},$$

$$A = \frac{G}{l} \sqrt{(l+h)^2 + \left(\frac{ek_2}{R}\right)^2}.$$

Змінюються також горизонтальні реакції в опорі В. Їх значення відповідно до варіантів II та III:

$$B_1 = G \frac{ek_1}{lR}; \quad B_2 = G \frac{e(l+k_2)}{lR}.$$

Підсумкові реакції в опорі В

$$B = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \left(\frac{ek_1}{R}\right)^2},$$

$$B = \frac{G}{l} \sqrt{h^2 + \frac{e^2}{R^2} (l+k_2)^2}.$$

Еквівалентний згинальний момент

$$M_e = G\sqrt{h^2 + e^2}.$$

Потужність привода в Вт визначається по крутному моменту та максимальній частоті обертання шпинделя з урахуванням витрат та тертя в підшипниках та ККД приводного механізму

$$N = \frac{(M_{кр} + M_{тр})\omega}{\eta_0},$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, Нм; $M_{кр} = Ge$;

$M_{тр}$ - момент сили тертя в підшипниках, Нм;

$$M_{тр} = 0,5f(Ad_A + Bd_B);$$

ω - кутова швидкість, 1/с;

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

η_0 - загальний ККД приводного механізму.

Розрахунок механізму нахилення. Для визначення розрахункового навантаження механізму нахилення необхідно розглянути два небезпечних положення: горизонтальне (рис.8.25,а) та нахилене (рис. 8.25,б) під кутом до горизонту $\gamma_n = \arctg \frac{e}{h_1}$.

Найбільший вантажний момент відносно осі нахилення буде у другому положенні, при якому плече дії вантажного момента досягає максимального значення $\sqrt{h_1^2 + e^2}$, тобто

$$M_{em} = G\sqrt{h_1^2 + e^2}.$$

При горизонтальному положенні шпинделя (рис. 8.25, а) опорні реакції на цапфах поворотної траверси

$$C_1 = \frac{G}{R_1 L} (R_1 + h_1)(0,5L + e),$$

$$C_2 = \frac{G}{R_1 L} (R_1 + h_1)(0,5L - e),$$

де R_1 - радіус початкового кола зубчастого сектора.

Найбільші зусилля на цапфах виникають при розміщенні ведучої шестерні на одному горизонтальному рівні з цапфами.

Підсумкова реакція $C=C_1+C_2$ або

$$C = \frac{G}{R_1} (R_1 + h_1).$$

Оскільки вантажний момент $M_{em}=Gh_1$, то колова сила на зубчастих секторах буде визначатись як

$$Q_0 = G \frac{h_1}{R_1}.$$

Згинальний момент, який діє в опорній частині цапфи визначається за формулою

$$M_3 = 0,5C_1l_1,$$

де l_1 - довжина опорної частини цапфи в підшипнику, м.

Діаметр цапфи суцільного круглого перерізу визначається за відомою формулою з урахуванням допускних напружень на згинання

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_3}{[\sigma]}}.$$

Допускні напруження на згинання для цапф призначаються як і для валів за даними табл.8.3.

Для нахиленого положення шпинделя (рис. 8.25, б) опорні реакції цапф поворотної траверси будуть

$$C_1 = C_2 = \frac{G}{2R_1} (R_1 + \sqrt{h_1^2 + e^2}).$$

Підсумкове колове зусилля

$$Q_0 = G \frac{\sqrt{h_1^2 + e^2}}{R_1}.$$

Момент сил тертя

$$M_{mp} = 0,5Cfd,$$

де d - діаметр цапфи, м;

f - коефіцієнт тертя в підшипниках.

Потужність електроприводу

$$N = \frac{(M_{кр} + M_{mp})\omega}{\eta_0},$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, Нм;

$M_{кр} = M_{em} = Gh_1$ - для горизонтального положення;

$M_{кр} = M_{em} = G\sqrt{h_1^2 + e^2}$ - для нахиленого положення.

Підшипники для цапф поворотної траверси вибираються з урахуванням реакцій C_1 та C_2 . Для підшипників ковзання розрахунок виконується по допустимому питомому тиску, а для підшипників кочення розрахунок здійснюється з урахуванням діаметра цапфи або шпинделя та допустимих навантажень, наведених у каталогах шарико- і роликотідшипників.

Поворотна траверса універсального обертача аналогічна балці на двох опорах, навантаженої згинальним та крутним моментами. Розрахунок такої траверси на міцність та жорсткість виконується за відповідними формулами курсу "Опір матеріалів".

8.10. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ РОЛИКОВИХ СТЕНДІВ

Роликові стенди призначені для обертання циліндричних і конічних виробів зі швидкістю зварювання при автоматичному зварюванні кільцевих швів, а також для обертання виробів з маршовою швидкістю та встановлення їх в зручне положення для зварювання, складання, обробки і контролю. За допомогою роликових стендів забезпечується також зварювання поздовжніх швів обичайок з використанням зварювальних тракторів чи самохідних візків з підвісними зварювальними головками.

У залежності від вантажопідйомності роликові стенди поділяються на: легкі до 5тс, середні до 10тс та важкі до 50тс.

Різноманітні за призначенням роликові стенди монтують на фундаментній рамі з типових уніфікованих роликових опор та приводів, що виготовляються серійно в централізованому порядку.

Розрізняють приводні та холості роликкоопори. Приводні роликкоопори виготовляються редукторними та безредукторними. Ті та інші мають вали з хвостовиками для з'єднання з головним приводним валом та з сусідніми роликкооперами.

Холості роликкоопори, приймаючи до уваги уніфікацію, розташовують на осях, що обертаються. В залежності від призначення холості роликкоопори виготовляються: нормальними, переставними, перекидними, пересувними та балансирними.

Для збільшення сили зчеплення та забезпечення плавності обертання зварюваного виробу усі ролики облаштовані гумовими вантажними шинами.

Для складальних робіт застосовують стенди з довгими трубчастими металевими роликкооперами. Такі стенди забезпечують співвісність обичайок при складанні кільцевих стиків для зварювання.

Кількість роликкоопор та відстань між ними вибирають в залежності від розмірів та маси зварюваного виробу.

Роликові стенди комплектуються уніфікованими електроприводами, які забезпечують перемикання з маршової на зварювальну швидкість обертання виробу. Швидкість зварювання відповідає коловій швидкості приводного ролика, не залежить від діаметра виробу та плавно регулюється зміною обертів електродвигуна постійного струму.

Для розширення діапазонів діаметрів зварюваних виробів в роликівих стендах можуть використовуватися переставні та пересувні роlikоопори (рис.8.26, а, б).

Обертання важких барабанів здійснюють на роликівих стендах зі здвоєними самовстановлюваними роликами на балансирах (рис.8.26, в), що мають значно вищу вантажопідйомність. Суттєвим недоліком стендів з балансирними роlikоопорами є досить складна конструкція роlikоопори та приводного механізму, а також значно велика вартість стенда у цілому.

Для виробів, в яких центр ваги співпадає з віссю обертання, може бути використана схема роlikового стенду з двох рядів роликів, з яких один ведучий, а інших холостий (рис.8.26, г). Але практично на виробництві зварних конструкцій зустрічаються випадки, коли центр ваги виробу не співпадає з віссю обертання. У цьому випадку сила зчеплення на ведучих роликах може бути недостатньою для обертання виробу, що призведе до буксування роликів. У зв'язку з цим треба використовувати стенди з двома рядами приводних роlikоопор, що оснащені двома поздовжніми та поперечним приводними валами (рис.8.26, ґ).

У залежності від розмірів зварюваних виробів роlikові стенди можуть монтуватися стаціонарними (рис. 8.26 г, ґ), стаціонарними з окремих секцій (рис. 8.26, д) та з пересувними секціями (рис. 8.26, е).

При зварюванні барабанів з кутовими кільцевими швами, які треба зварювати в човник, застосовують нахилиючі стенди, які монтуються на рамі, що нахилиється (рис 8.26, є).

Для зварювання кільцевих швів конічних виробів, через різні колові швидкості на різних діаметрах, застосовують роlikові стенди з двома ведучими роликами, що розташовані в одній поперечній площині. Стенди для конічних виробів повинні забезпечуватися торцевим роlikом для запобігання осьового зсуву виробу при обертанні (рис. 8.26, з).

В деяких випадках доцільно компонувати роlikові стенди пересувними (рис. 8.26, ж). Такі стенди монтуються на пересувній самохідній платформі, що дає можливість здійснювати два зварювальні рухи: обертання виробу при зварюванні кільцевих швів та осьове переміщення при зварюванні поздовжніх швів.

8.10.1. Розрахунок роликівих стендів

Метою розрахунку є визначення зусиль на роlikоопорах при різних значеннях діаметра виробу та кута розпору, поперечної відстані між роlikоопорами, діаметрів осей і приводних валів та потужності приводу роlikового стенду.

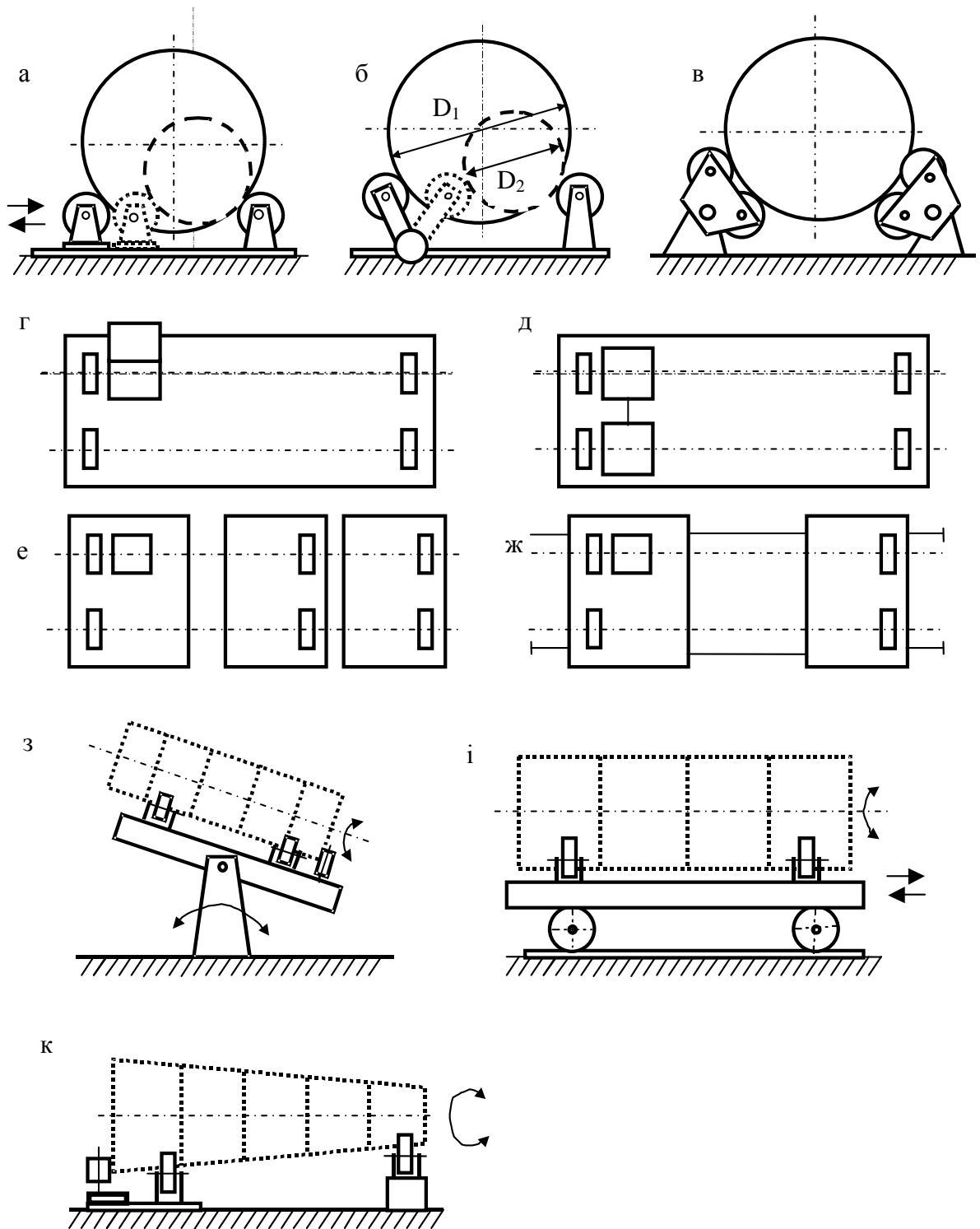


Рис. 8.26. Типові схеми роликів стендів:
 а- з переставними роликотопорами; б- з перекидними роликотопорами;
 в- з балансирними роликотопорами; г- на загальній рамі з одним поздовжнім валом;
 г'- на загальній рамі з двома поздовжніми та поперечним приводними валами;
 д- стаціонарний з окремих секцій; е- з пересувними секціями;
 є- нахильюваний; ж- пересувний; з- для кінцевих виробів з упорним роликом.

При заданій величині поперечної відстані між роликоопорами L допустимий діапазон діаметрів зварюваного виробу D обмежується двома крайніми станами цього виробу на стенді, а саме:

а) при надмірно великому діаметрі D в порівнянні з величиною L та малому центральному куті α положення виробу може бути нестійким, особливо при наявності дисбалансу;

б) при дуже малому діаметрі D в порівнянні з величиною L , кут α буде надмірно великим, що може призвести до затягування барабана та його заклинювання або поломки стенда.

Затягування барабана може виникати в стендах з одним рядом приводних роликів у випадку їх обертання в бік холостих роликоопор. При обертанні в зворотному напрямку небезпека затягування зникає, але залишається можливість статичного заклинювання через надмірно велике значення центрального кута α .

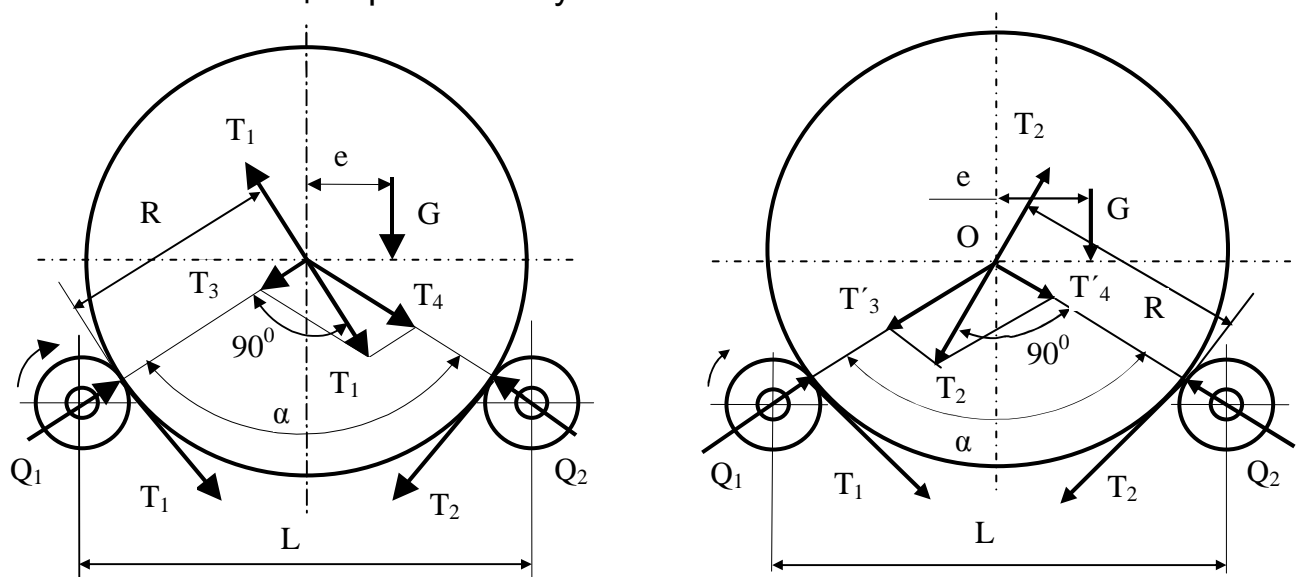


Рис.8.27. Розрахункова схема роликового стенда

На рис.8.27 показана розрахункова схема роликового стенда з одним рядом приводних роликоопор (лівим відповідно малюнка). Для зручності в проведенні аналізу впливу колових сил на величину опорних реакцій роликоопор, розрахункова схема приведена у відповідність навантаженню кожної з двох роликоопор.

Активним навантаженням роликового стенда є вага зварюваного виробу G та, при наявності ексцентриситету, вантажний момент $M_{вт}=Ge$.

В статичному стані стенда при $e=0$ від сили G на роликоопорах виникають опорні реакції Q , які залежать від значень кута α

$$Q = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (8.15)$$

Оскільки центральний кут α залежить від поперечної відстані між роликкооперами L , діаметра роликів D_p та діаметру виробу D , то опорні реакції можна визначити за формулою

$$Q = G \frac{D + D_p}{2\sqrt{(D + D_p)^2 - L^2}}. \quad (8.16)$$

Під час обертання виробу на приводних роликах виникає дотична колова сила T_1 . Щоб оцінити її вплив на опорні реакції роликів Q , прикладемо до центру барабана, що обертається, дві рівні і протилежні сили T_1 . Одна з них в парі з дотичною силою на роликах створює момент T_1R , який обертає барабан навколо осі O . Іншу силу розкладаємо по напрямкам опорних реакцій на дві складові T_3 і T_4 . Отже, від дії дотичної сили T_1 до основних опорних реакцій роликів Q додаються сили: T_3 на ведучі роликкоопори та T_4 на ведені роликкоопори.

Аналогічну дію викликає сила T_2 , додаючи до опорних реакцій сили T'_3 , T'_4 .

Підсумкові опорні реакції на приводних та холостих роликкооперах відповідно будуть:

$$Q_1 = Q + T_3 + T'_3; \quad Q_2 = Q + T_4 + T'_4. \quad (8.17)$$

Відповідно рис.8.27 маємо

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_3} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T_3 &= -\frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha}; \\ \frac{T_1}{T_4} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T_4 &= \frac{T_1}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_3} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T'_3 &= \frac{T_2}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_4} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T'_4 &= -\frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (8.18)$$

Підставивши значення Q , T_3 , T'_3 , T_4 , та T'_4 в формулу (8.17) одержимо вирази для опорних реакцій:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}, \quad Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (8.19)$$

Величина колової сили T_1 на приводних роликах визначається з умови подолання (врівноваження) вантажного моменту $M_{em} = Ge$ та моменту опору обертанню холостих роликкоопор T_2R .

Умова рівноваги моментів відносно осі обертання виробу може бути записана як $T_1R = Ge + T_2R$, звідки

$$T_1 = G \frac{e}{R} + T_2, \quad (8.20)$$

де R - радіус виробу, що обертається, m ;

T_2 - опір обертанню холостих роликів, H .

Опір обертанню приводних роликів та приводного валу повинен бути врахованим в подальших розрахунках, при визначенні крутного моменту і потужності на приводному валу роликкоопор.

Опір обертанню холостих роликкоопор, приведений до їх окружностей, визначається як

$$T_2 = Q_2 \frac{fd_p + 2\mu}{D_p}, \quad (8.21)$$

де d_p – діаметр осі ролика в підшипниках, m ;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках роликкоопор (для підшипників ковзання $f=0,1$; для підшипників кочення $f=0,02$);

μ – коефіцієнт тертя кочення (для сталевих роликів $\mu=0,006\dots0,008m$, для роликів з гумовим покриттям $\mu=0,025\dots0,035m$).

D_p – діаметр ролика, m .

Підставивши значення T_2 з формули (8.21) в вираз (8.20) отримаємо:

$$T_1 = G \frac{e}{R} + Q_2 \frac{fd_p + 2\mu}{D_p}. \quad (8.22)$$

Замінивши в формулі (8.22) величину Q_2 його значенням з формули (8.19), після перетворень отримаємо остаточний вираз для дотичної сили T_1 на приводних роликкоопорах

$$T_1 = G \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right). \quad (8.23)$$

Аналогічно для холостих роликкоопор

$$T_2 = G \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}. \quad (8.23')$$

де $\varepsilon = e/R$ – ексцентриситет, що виражений в долях радіуса барабана (дисбаланс);

$$b = \frac{D_p}{fd_p + 2\mu}.$$

При обертанні збалансованих барабанів, для котрих $e=0$, формула (8.23) прийме вигляд

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}. \quad (8.24)$$

Колові сили T_1 і T_2 збільшують величину опорних реакцій роликкоопор у випадку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки, оскільки сили T_1 і T_2 направленні вниз. Викликане цими силами додаткове навантаження на ролики буде тим більше, чим більше кут α та чим вище значення коефіцієнтів тертя f та μ .

Якщо барабан обертається за ходом годинникової стрілки, то сили T_1 і T_2 спрямовані вгору і опорні реакції роликкоопор зменшуються.

Для визначення максимальних розрахункових сил треба вибрати напрям обертання приводного валу та положення центру ваги виробу такими щоб колові сили на роликах T_1 і T_2 були спрямовані донизу.

Підставивши значення T_1 і T_2 в формули (8.19), отримаємо остаточні вирази для опорних реакцій роликкоопор, що обертаються під навантаженням:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\varepsilon \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right);$$

$$Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right); \quad (8.25)$$

при $\varepsilon = 0$

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (8.25')$$

Найменше допустиме значення кута α визначається умовою статичної стійкості положення барабану на роликковому стенді при дисбалансі $\varepsilon > 0$. Втрата стійкості та перекидання барабану буде при критичному для даного кута α значенні ексцентриситету (рис.8.28).

$$e_{кр} = R \sin \alpha / 2. \quad (8.26)$$

З досвіду проектування та використання роликкових стендів в виробництві зварних конструкцій відомо, що допустимий діапазон центральних кутів α , в межах якого можлива безпечна робота на стенді, складає 50...120°.

Відповідний діапазон діаметрів виробу, що обертається, D знаходимо з виразу (8.27) шляхом підстановки граничних значень кута α

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p. \quad (8.27)$$

При $\alpha_{\min}=50^\circ$ і $\alpha_{\max}=120^\circ$

$$D_{\max} = \frac{L}{0,42} - D_p;$$

$$D_{\min} = \frac{L}{0,86} - D_p. \quad (8.28)$$

Знаючи величину колових та радіальних сил, що діють на роликоопори, можна визначити розрахункові навантаження роликів та їх осей і валів.

$$P_1 = \frac{\sqrt{Q_1^2 + T_1^2}}{i_p} k_p,$$

$$P_2 = \frac{\sqrt{Q_2^2 + T_2^2}}{i_p} k_p, \quad (8.29)$$

де P_1 -навантаження на одну ведучу роликоопору, Н;

P_2 -навантаження на одну холосту роликоопору, Н;

i_p -кількість роликоопор в одному ряду;

k_p - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на роликоопори (для роликоопор з гумовим покриттям при $i_p=2$, $k_p=1$; при $i_p>3$, $k_p=1,2 \div 1,3$).

По найбільшій з величин P_1 та P_2 вибирають нормалізовані роликоопори.

Осі холостих роликоопор розраховують на згинання під дією сили P_2 . У цьому випадку вісь розглядається як двохопорна шарнірно закріплена балка з зосередженим навантаженням. Діаметр осі визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_2 L}{0,1[\sigma]4}}, \quad (8.30)$$

де L – відстань між підшипниками осі, м;

$[\sigma]$ – допускане напруження для металу, з якого виготовлена вісь, МПа.

Приводний вал ведучих роликоопор розраховується на сумісну дію згинального моменту M_3 під навантаженням P_1 та крутного моменту $M_{кр}$

$$M_3 = \frac{P_1 L}{4};$$

$$M_{kp} = T_1 \frac{D_p}{2} + \left(f \frac{d_e}{2} + \mu \right) \sqrt{Q_1^2 + T_1^2}, \quad (8.31)$$

де d_e – діаметр приводного валу в підшипниках;
 f – коефіцієнт тертя в підшипниках ($f=0,02$);
 μ – коефіцієнт тертя кочення.

Еквівалентний розрахунковий момент на приводному валу

$$M_e = \sqrt{M_s^2 + M_{kp}^2}. \quad (8.32)$$

Розрахунковий діаметр приводного валу

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}. \quad (8.33)$$

Для валів виготовлених зі сталі 35 допускане напруження при згинанні $[\sigma]=50\div 60$ МПа.

Необхідна потужність приводного двигуна визначається при маршовій швидкості обертання виробу

$$N = \frac{M_{kp} \omega}{\eta_0}. \quad (8.34)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ - кутова швидкість валу, 1/с;

n - частота обертання приводного валу, об/хв;

η_0 - загальний ККД приводного механізму.

N – потужність приводу, Вт.

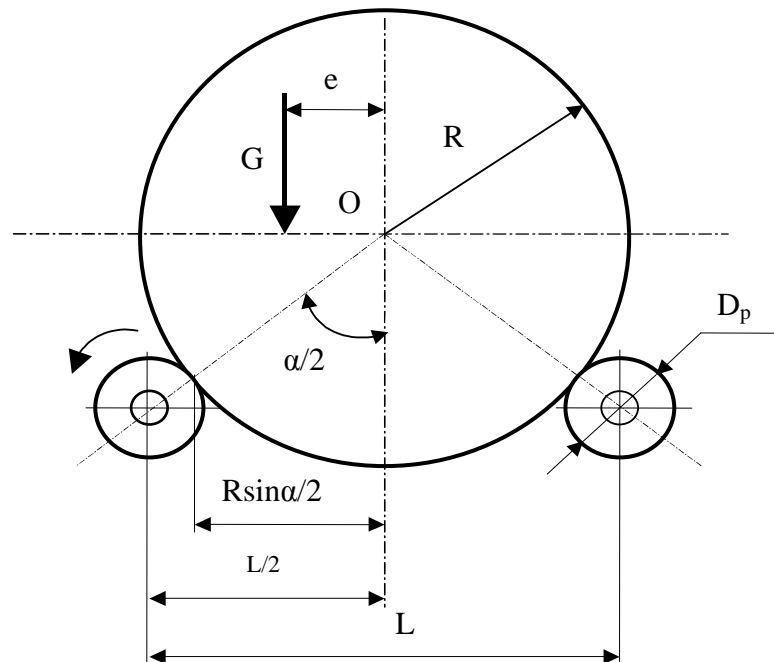


Рис. 8.28. Схема визначення критичного дисбалансу виробу

Перевірка запасу зчеплення приводних роликів з виробом здійснюється відповідно умові

$$k_{зч} = \frac{Q_1 \varphi}{T_1} \geq 3, \quad (8.35)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення роликів з виробом (для сталевих роликів $\varphi=0,15$; для роликів з гумовим покриттям $\varphi=0,3 \div 0,4$);
 $k_{зч}$ -запас зчеплення.

Додатково по п.8 дивись [1,2,15].

9. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗВАРЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ

9.1. ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗВАРЮВАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Пристрої для установлення та переміщення зварювальних апаратів забезпечують виконання таких функцій [1,2,16,17]:

- установлення зварювальних апаратів на початку шва;
- переміщення зварювальних апаратів в процесі зварювання;
- відведення апаратів в вихідне положення після зварювання для зняття звареного виробу та установлення нового;
- піднімання та опускання зварювальних апаратів при налагоджуванні та при зварюванні різних по висоті виробів;
- переміщення несамохідних зварювальних апаратів з робочою швидкістю зварювання;
- переміщення зварювальних апаратів від одного до іншого шва при зварюванні декількох швів на одному виробі.

Пристрої для установлення та переміщення зварювальних апаратів включають:

- а) підйомно-поворотні колони;
- б) візки та напрямні для зварювальних апаратів;
- в) пристрої для переміщення зварювальної апаратури;
- г) площадки для зварювальників.

9.1.1. Підйомно-поворотні колони

Підйомно-поворотні колони застосовуються для закріплення самохідних або підвісних зварювальних апаратів при зварюванні кільцевих, кругових та прямолінійних швів завдовжки до 2800 мм.

При зварюванні кільцевих швів застосовуються колони з несамохідними зварювальними апаратами, закріпленими на висувній консолі. При цьому зварюваний виріб обертається з швидкістю зварювання за допомогою маніпулятора, обертача або роликового стенда. До таких колон належить колона (рис.9.1) типу ПК-1. За допомогою такої колони можна зварювати кільцеві шви обичайок діаметром 600...2000 мм. Установочні переміщення зварювальних апаратів відбуваються за рахунок висування консолі та переміщення каретки з відповідними швидкостями 1м/хв та 2 м/хв.

При зварюванні прямолінійних швів застосовують колони з самохідними зварювальними апаратами, які переміщуються по напрямним, закріпленим на консолі колони (рис.9.2). Зварюваний виріб, в цьому випадку, залишається нерухомим. До таких колон відносяться колони типу ПК-2 та ПК-4.

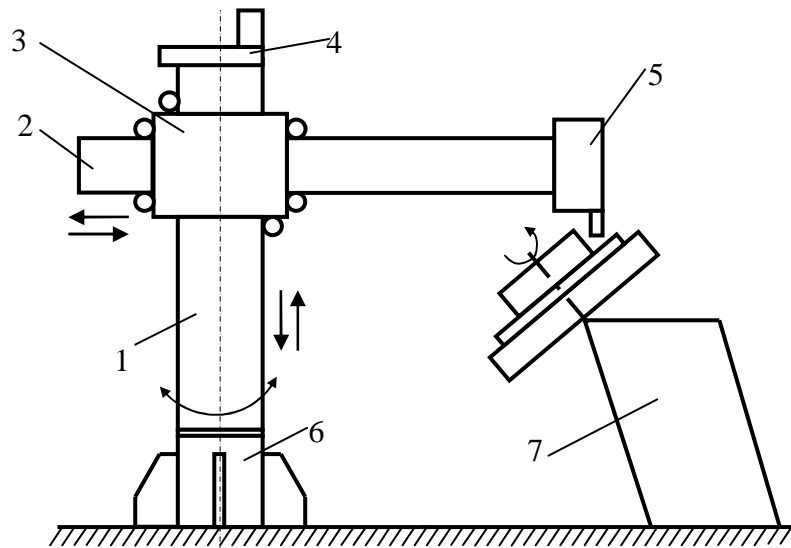


Рис. 9.1. Колонна підйомно-поворотна для несамохідних зварювальних апаратів: 1 – стояк поворотний; 2 – консоль висувна; 3 – каретка; 4 – привод піднімання і опускання; 5 – несамохідний зварювальний апарат; 6 – основа колони; 7 – маніпулятор.

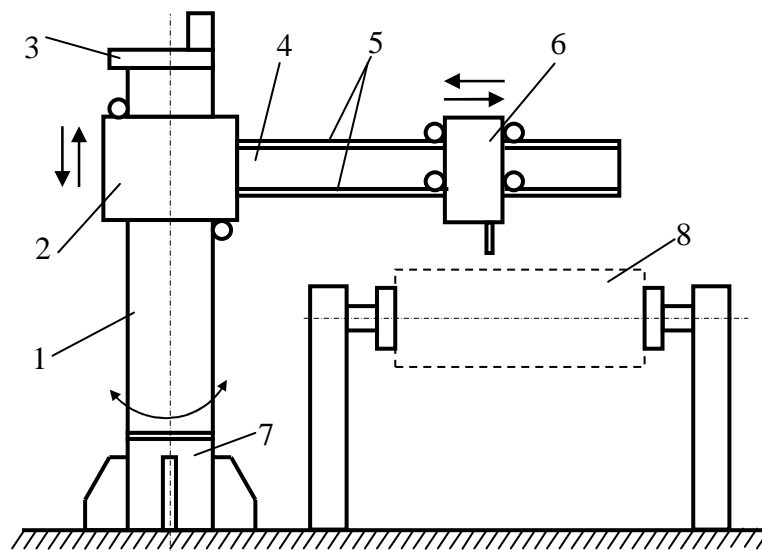


Рис. 9.2. Підйомно-поворотна колонна для самохідних зварювальних апаратів: 1 – стояк поворотний; 2 – каретка; 3 – привод піднімання і опускання каретки; 4 – консоль; 5 – напрямні для зварювального апарату; 6 – самохідний зварювальний апарат; 7 – основа колони; 8 – обертач або кантувач;

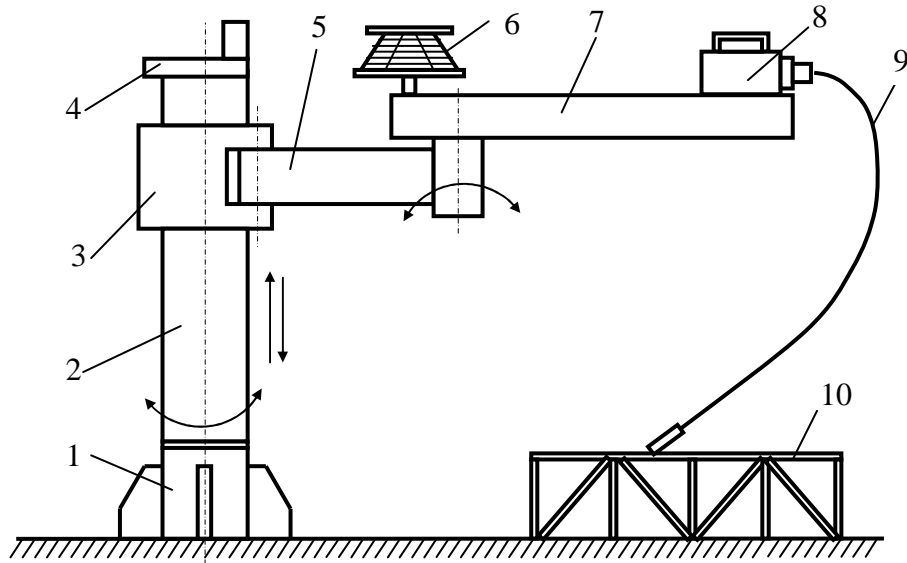


Рис. 9.3. Колонна поворотна для зварювальних напівавтоматів:
 1 – основа колони; 2 – стояк поворотний; 3 – каретка; 4 – редуктор;
 5 – консоль поворотна; 6 – касета з дротом; 7 – стріла;
 8 – механізм подавання електродного дроту; 9 – шланг; 10 – стелаж.

Для переміщення механізму подавання електродного дроту та касети з дротом при механізованому зварюванні застосовуються підйомно-поворотні колони для напівавтоматів (рис.9.3). Поворотна консоль та шарнірно закріплена на ній стріла дозволяють обслуговувати значні площі при механізованому зварюванні габаритних виробів.

9.1.2. Зварювальні візки

Візки для зварювальних апаратів, у порівнянні з колонами, дозволяють переміщати зварювальні апарати на великі відстані при зварюванні прямолінійних швів.

Візки призначені для переміщення зварювальних апаратів з швидкістю зварювання та з маршовою швидкістю. Вони дозволяють обслуговувати достатньо великі зварювальні площі та крупногабаритні вироби.

Візки мають привод, який забезпечує їх переміщення з швидкістю зварювання. В інших випадках привод забезпечує переміщення з маршовою швидкістю.

В залежності від конструктивного оформлення розрізняють такі самохідні візки:

- велосипедні;
- глагольні візки;
- портальні;
- спеціальні, які призначені для обслуговування якихось окремих операцій.

Велосипедні візки. Велосипедні візки призначені для переміщення зварювальних апаратів з маршовою швидкістю або з швидкістю зварювання при зварюванні кільцевих та прямолінійних швів.

Розрізняють велосипедні візки (ВТ-1 і ТВС-3,2/2) для несамохідних зварювальних апаратів АБ, А-384, А-626 та інших при зварюванні прямолінійних та кільцевих швів (рис.9.4), а також велосипедні візки (ВТ-2 і ВТ-4) для самохідних зварювальних апаратів, призначених для зварювання прямолінійних поперечних, поздовжніх і кільцевих швів (рис.9.5).

Велосипедні візки переміщуються по двом рейкам, розташованими у вертikalній площині. Вони займають невелику виробничу площу, але можуть розташовуватись тільки біля стін або колон цеху. При їх розташуванні в інших місцях необхідно мати спеціальні металоконструкції для закріплення верхньої рейки.

При використанні цехових колон необхідно мати на увазі, що у випадку недостатньої їх жорсткості коливання, збуджені переміщенням мостового крана, можуть передаватися зварювальному апарату і впливати на якість зварного шва.

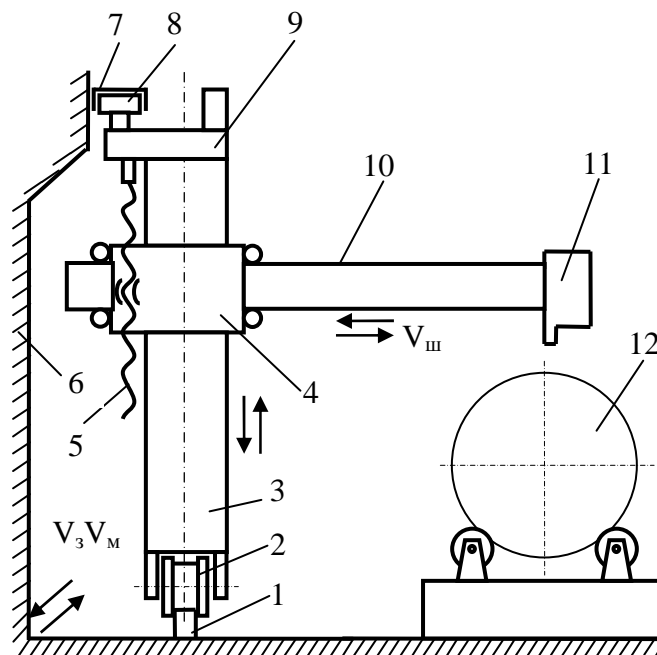


Рис. 9.4. Візок велосипедний для несамохідних зварювальних апаратів:
 1 – рейка на підлозі цеху; 2 – каток візка; 3 – стояк; 4 – каретка;
 5 – ходовий гвинт; 6 – колона цеху; 7 – напрямна верхня; 8 – ролик;
 9 – редуктор; 10 – консоль висувна; 11 – несамохідний зварювальний апарат; 12 – зварюваний виріб.

Візок для несамохідних зварювальних апаратів (рис.9.4) переміщується по нижній рейці на катках та по верхній напрямній, закріпленій на колонах цеху. Він може переміщуватись з робочою

швидкістю зварювання та з маршовою швидкістю. Робоча швидкість регулюється плавно за допомогою двигуна постійного струму.

Прямолінійні поперечні шви зварювати неможливо при нерухомому візку через те, що висувна консоль має сталу швидкість пересування. Прямолінійні поздовжні шви зварюють шляхом переміщення візка з робочою швидкістю.

Кільцеві шви виконують при нерухомому візку шляхом обертання виробу з швидкістю зварювання маніпулятором, обертачем, або роликівим стандом.

Розглянуті конструкції зварювальних візків розроблені Інститутом електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України.

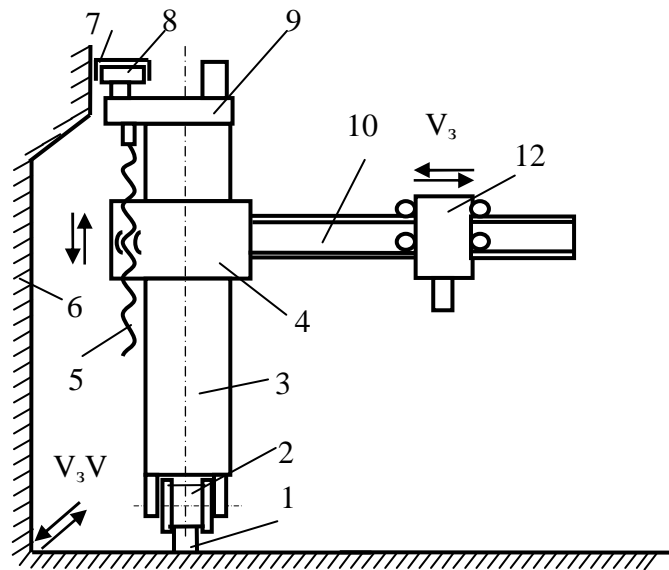


Рис. 9.5. Візок велосипедний для самохідних зварювальних апаратів:
 1 – рейка; 2 – каток; 3 – стояк; 4 – каретка; 5 – гвинт ходовий;
 6 – колона цеху; 7 – напрямна верхня; 8 – ролик; 9 – редуктор;
 10 – консоль з напрямними; 11 – самохідний зварювальний апарат.

Візок для самохідних зварювальних апаратів (рис.9.5) переміщується по нижній рейці на катках та по верхній напрямній, закріпленій на колонах цеху. Він може переміщуватись з робочою швидкістю зварювання 19...77 м/год та з маршовою швидкістю 13 м/год. Робоча швидкість регулюється плавно за допомогою двигуна постійного струму.

Прямолінійні поперечні шви зварюють при нерухомому візку шляхом переміщення зварювального апарату по консолі. Прямолінійні поздовжні шви зварюють шляхом переміщення візка з робочою швидкістю.

Кільцеві шви виконують при нерухомому візку шляхом обертання виробу з швидкістю зварювання маніпулятором, обертачем, або роликівим стандом.

Розглянуті конструкції зварювальних візків розроблені Інститутом електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України.

Глагольні візки. Візки Г-подібної конструкції призначені для переміщення зварювальних апаратів з маршовою швидкістю або зі швидкістю зварювання при зварюванні кільцевих швів та поздовжніх швів великої протяжності.

Глагольні візки переміщуються двома рейкам, розташованими на підлозі цеху. Однак, при великих розмірах зварюваних виробів, Г-подібні візки мають недостатню жорсткість через збільшений виліт консолі та займають велику площу у порівнянні з велосипедними.

Глагольний візок має 3 приводи: переміщення візка, підйому та опускання каретки і висування штанги. Візки ГТ-1 і ГТ-2 розроблені в ІЕЗ ім. Є.О.Патона. Візок ГТ-2, в порівнянні з ГТ-1, може повертатись на 360° в основі.

Прямолінійні шви зварюються шляхом переміщення візка по двох рейках з робочою швидкістю зварювання. Кільцеві шви зварюють при нерухомому візку та обертанні виробу на обертачах, маніпуляторах або роликівих стендах з робочою швидкістю зварювання.

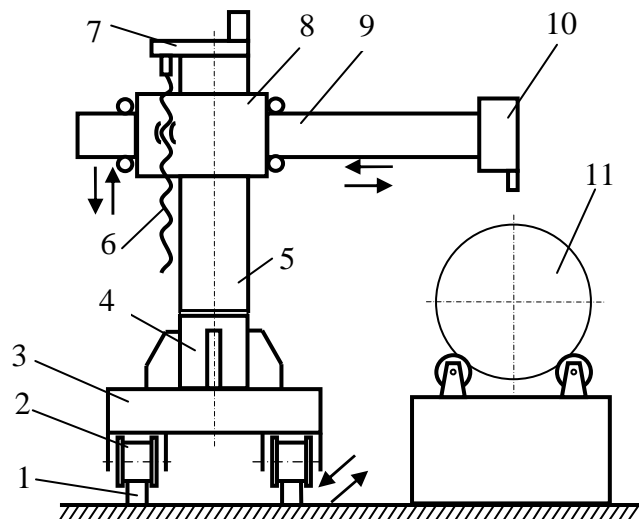


Рис. 9.6. Глагольний візок: 1 – рейка; 2 – каток; 3 – платформа; 4 – основа; 5 – стояк; 6 – гвинт ходовий; 7 – редуктор; 8 – каретка; 9 – штанга висувна; 10 – зварювальний апарат; 11 – виріб.

Портальні візки. Портальні візки призначені для переміщення самохідних зварювальних апаратів при зварюванні зовнішніх прямолінійних і кільцевих швів крупногабаритних виробів.

Портальні візки (рис.9.7) переміщуються по рейках, розташованих з двох сторін виробу. Такі візки мають найбільшу жорсткість. При великих габаритах зварюваних виробів конструкція порталних візків ускладнюється через необхідність забезпечення жорсткості порталу з великим прольотом. Для зварювання застосовуються зварювальні

трактори ТС-17М, ТС-33, ТС-35, а при додатковій установці рейкових напрямних можуть застосовуватись зварювальні головки АВС і А834.

Зварювання поздовжніх швів проводиться при переміщенні зварювального автомата в межах довжини балки з напрямними. При зварюванні кільцевих швів виріб обертається на роликовому стенді, а зварювальний апарат залишається нерухомим.

Портальні візки ПТ-1 і ПТ-2 розроблені ІЕЗ ім. Є.О.Патона НАН України.

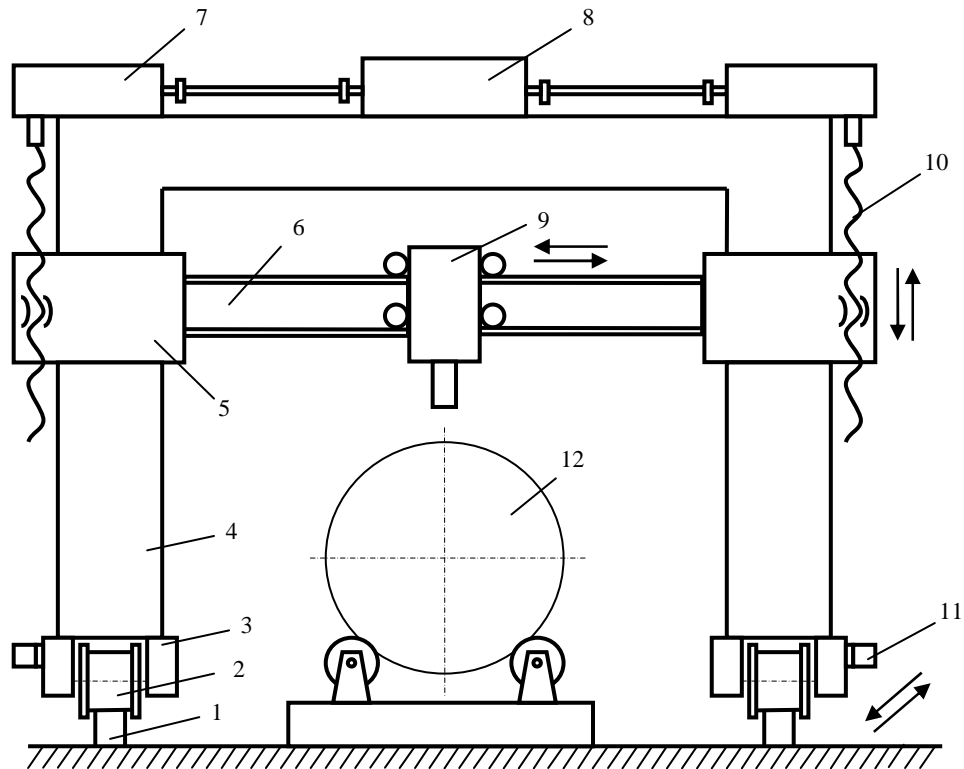


Рис. 9.7. Портальний візок: 1 – рейка; 2 – каток; 3 – платформа; 4 – портал; 5 – каретка; 6 – балка з напрямними; 7 – привод каретки; 8 – електропривод; 9 – зварювальний самохідний автомат; 10 – гвинт ходовий; 11 – привод візка; 12 – виріб.

Напрявні для зварювальних апаратів. Напрявні призначені для переміщення зварювальних апаратів при зварюванні прямолінійних швів. Як правило, напрямні є конструктивними елементами колон і самохідних візків. Однак ряд конструкцій напрямних має самостійне застосування. Розрізняють такі види напрямних:

- напрявні підвісні;
- котучі балки.

Підвісні напрямні можуть мати різноманітну конструкцію, у залежності від проблем, що вирішуються на виробництві. Вони, як і всі інші напрямні, також призначені для переміщення самохідних зварювальних

апаратів при зварюванні прямолінійних швів. Такі напрямні підвішують на сталевих канатах через систему рухомих блоків до піднімального механізму, встановленого на консолі велосипедного крана. Установочні переміщення у горизонтальному та вертикальному напрямках забезпечуються за допомогою велосипедного крана та піднімального механізму.

Котучі балки (рис.9.8) призначені для переміщення самохідних зварювальних апаратів при зварюванні прямолінійних швів балок, колон, циліндричних посудин та інших виробів. Такі котучі балки не мають механізованого приводу для переміщення. Для фіксації балки на лінії шва передбачені стопорні пристрої.

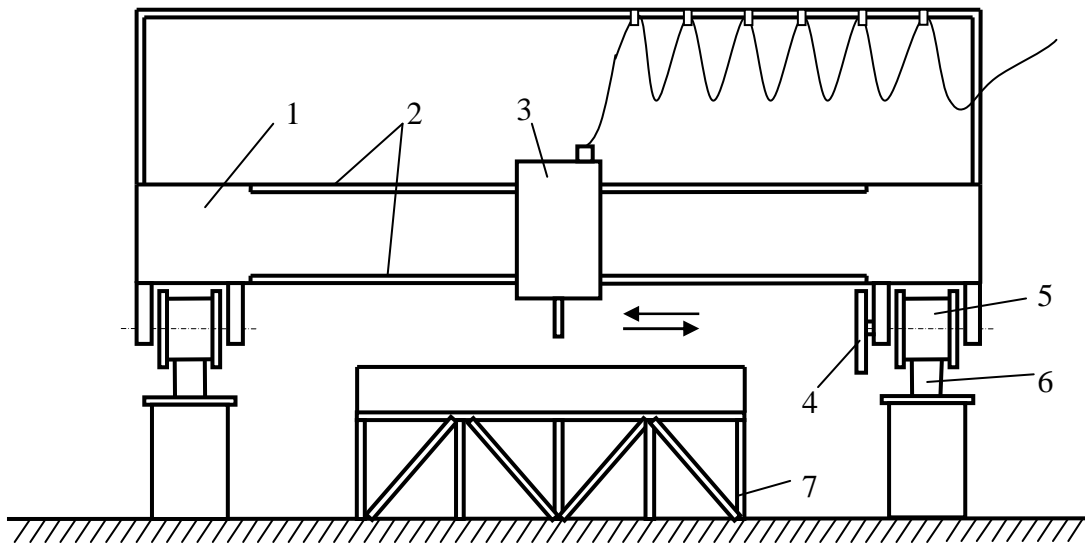


Рис. 9.8. Котуча балка:
1 – балка; 2 – напрямні; 3 – самохідний зварювальний апарат;
4 – штурвал; 5 – каток; 6 – рейка; 7 – стелаж.

9.2. РОЗРАХУНОК ЗВАРЮВАЛЬНИХ ВІЗКІВ

9.2.1. Визначення опорних реакцій ходових коліс

Розрахунок починають з визначення опорних реакцій ходових коліс по заданій вазі візка G та положенню його центра ваги. Для розрахунку необхідно вибрати найбільш не вигідне його положення. Таке положення центра ваги вибирається при максимальному вильоті штанги зі зварювальною головкою.

Велосипедний візок. Розрахункова схема велосипедного візка наведена на рис. 9.9. Від ваги візка G з'являються вертикальна Q_1 та горизонтальні T реакції. Підсумкова вертикальна реакція ходових коліс нижнього шасі

$$Q_1 = G.$$

Горизонтальну реакцію коліс та верхніх опорних роликів визначаємо з рівняння моментів

$$Gl_1 - TH = 0,$$

звідки

$$T = \frac{Gl_1}{H}.$$

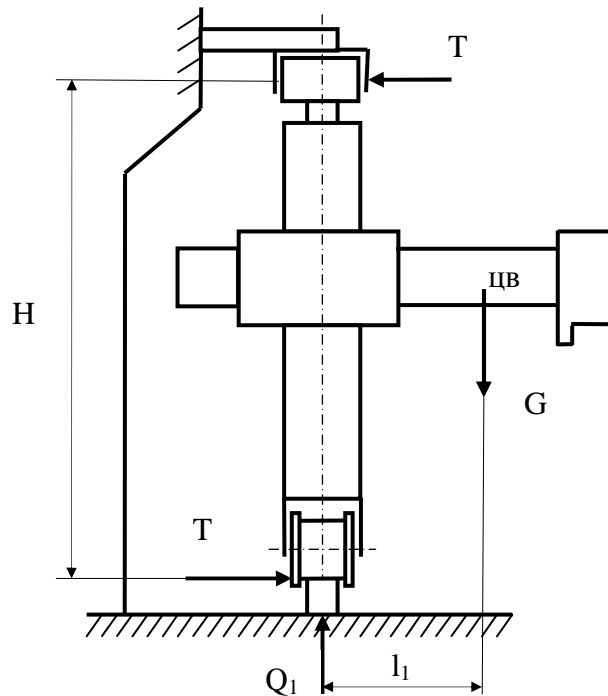


Рис. 9.9. Розрахункова схема велосипедного візка

Глагольний візок. У глагольному візку може бути два можливих положення центра ваги: поза колісною парою та між колесами. Розрахункова схема глагольного візка наведена на рис. 9.10.

Центр ваги поза колісною парою. З рівняння моментів відносно лівої рейки визначаєм реакцію Q_1

$$G(l + l_1) - Q_1 l,$$

звідки

$$Q_1 = G \frac{l + l_1}{l}.$$

З рівняння моментів відносно правої рейки визначаєм реакцію Q_2

$$Q_2 l - Gl_1 = 0,$$

звідки

$$Q_2 = G \frac{l_1}{l}.$$

Центр ваги знаходиться між колесами. Склавши рівняння моментів відносно лівої та правої рейок, визначимо реакції Q_1 та Q_2

$$G(l-l_2) - Q_1 l = 0, \quad Q_1 = G \frac{l-l_2}{l};$$

$$Q_2 l - G l_2 = 0, \quad Q_2 = G \frac{l_2}{l}.$$

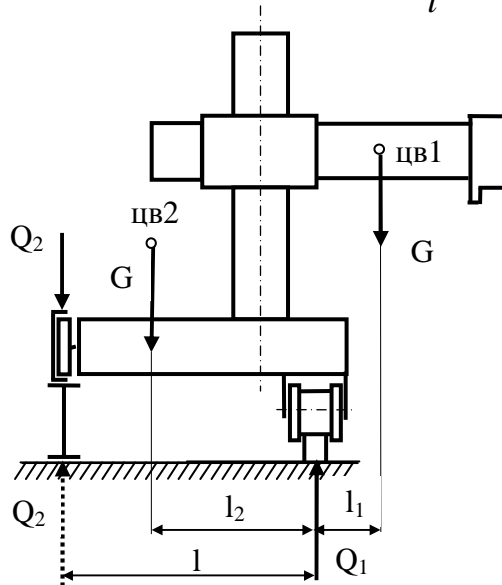


Рис. 9.10. Розрахункова схема глагольного візка

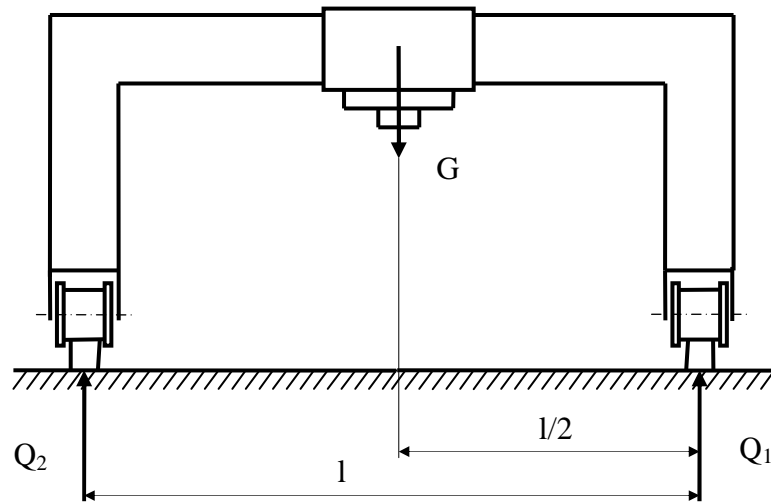


Рис. 9.11. Розрахункова схема портального візка

Портальний візок. Розрахункова схема портального візка показана на рис.9.11. При симетричному навантаженні ригеля портального візка

$$Q_1 = Q_2 = 0,5G.$$

Портальний візок переміщується двома рейками на чотирьох колесах. Тому кожна з реакцій Q_1 та Q_2 відповідно сприймаються двома ходовими колесами, що знаходяться на одній рейці. Сили на кожному з двох коліс розподіляються нерівномірно і визначаються в залежності від положення центра ваги.

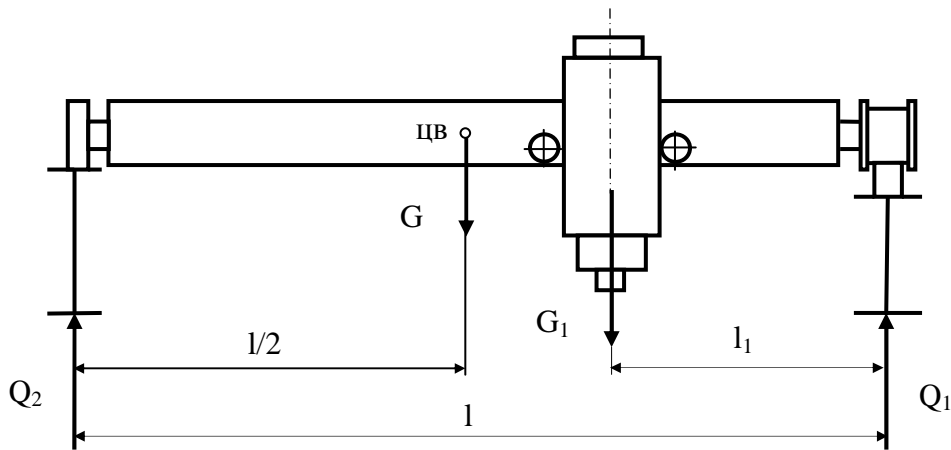


Рис. 9.12. Розрахункова схема катучої балки

Мостовий візок (котуча балка). Розрахункова схема мостового візка наведена на рис.9.12.

З рівняння моментів відносно лівої рейки визначимо реакцію Q_1

$$Q_1 l - G_1(l - l_1) = 0, \quad Q_1 = \frac{G}{2} + G_1 \frac{l - l_1}{l}.$$

Реакція Q_2 визначається з рівняння моментів, складеного відносно правої рейки

$$Q_2 l - G_1 l_1 - G \frac{l}{2} = 0,$$

$$Q_2 = \frac{G}{2} + G_1 \frac{l_1}{l},$$

де G – вага катучої балки; G_1 – вага зварювального апарата.

Для визначення найбільших значень реакцій ходових коліс катучої балки необхідно прийняти одне з крайніх положень зварювального апарата на балці, тобто $l_{1\min}$ або $l_{1\max}$.

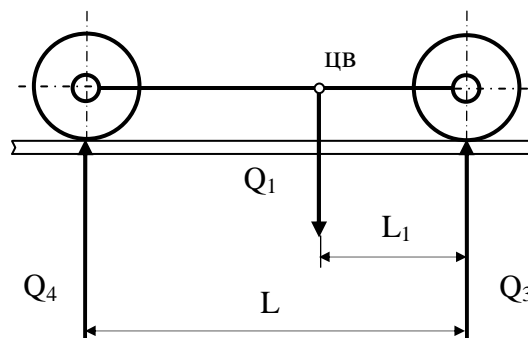


Рис.9.13. Схема розподілу сил на колеса однієї рейки

Зусилля Q_1 сприймається двома ходовими колесами, розташованими на одній рейці, розподіляється між ними нерівномірно і залежить від

положення центра ваги візка (рис.9.13). Сили Q_3 та Q_4 на кожному з двох коліс, що переміщуються по одній рейці, визначаємо з відповідних рівнянь моментів:

$$Q_3L - Q_1(L - L_1) = 0, \quad Q_3 = Q_1 \frac{L - L_1}{L};$$

$$Q_4L - Q_1L_1 = 0, \quad Q_4 = Q_1 \frac{L_1}{L}.$$

9.2.2. Розрахунок ходової частини та механізму пересування

Визначення діаметра ходових коліс. Діаметри коліс та ширина обода визначаються або перевіряються розрахунком (значно частіше) на контактні напруження.

Розрізняють колеса (рис. 9.14): з лінійним контактом, коли циліндричний обід котиться по плоскій рейці; з точковим контактом, обід котрих виконаний по сфері з радіусом r_2 ; двоконусні колеса з лінійним контактом та двоконусні колеса з точковим контактом з клиноподібною рейкою.

Для коліс, що перекочуються по клиноподібній рейці (рис.9.14,г,д) розраховується нормальний тиск на грані рейки. Нормальний тиск S на кожен грань рейки від вертикальної реакції Q

$$S = \frac{Q}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

Якщо на ходове колесо з клиноподібним профілем обода діє горизонтальна опорна реакція T , то вона створює додатковий нормальний тиск на одну з граней рейки

$$T_1 = T \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Тоді підсумковий тиск на одну грань клиноподібною рейки від вертикальної та горизонтальної опорних реакцій буде

$$S_0 = S + T_1 = \frac{Q}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} + T \cos \frac{\alpha}{2}.$$

При $\alpha=90^\circ$

$$S_0 = 0,7(Q + T).$$

При $T \gg Q$ і великих кутах α горизонтальна сила T може подолати вагу візка й виштовхнути колесо доверху, що призведе до сходження візка з рейок. У зв'язку з цим необхідно проводити перевірку на можливість сходження візка з рейок. Умова надійності проти сходження колеса з клиноподібною рейки

$$\frac{Q - T \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{T + Q \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} > f_{\max},$$

де f_{\max} - максимально можливий коефіцієнт тертя між ободом та головкою рейки (для сталевих колеса та рейки $f_{\max} = 0,3$).

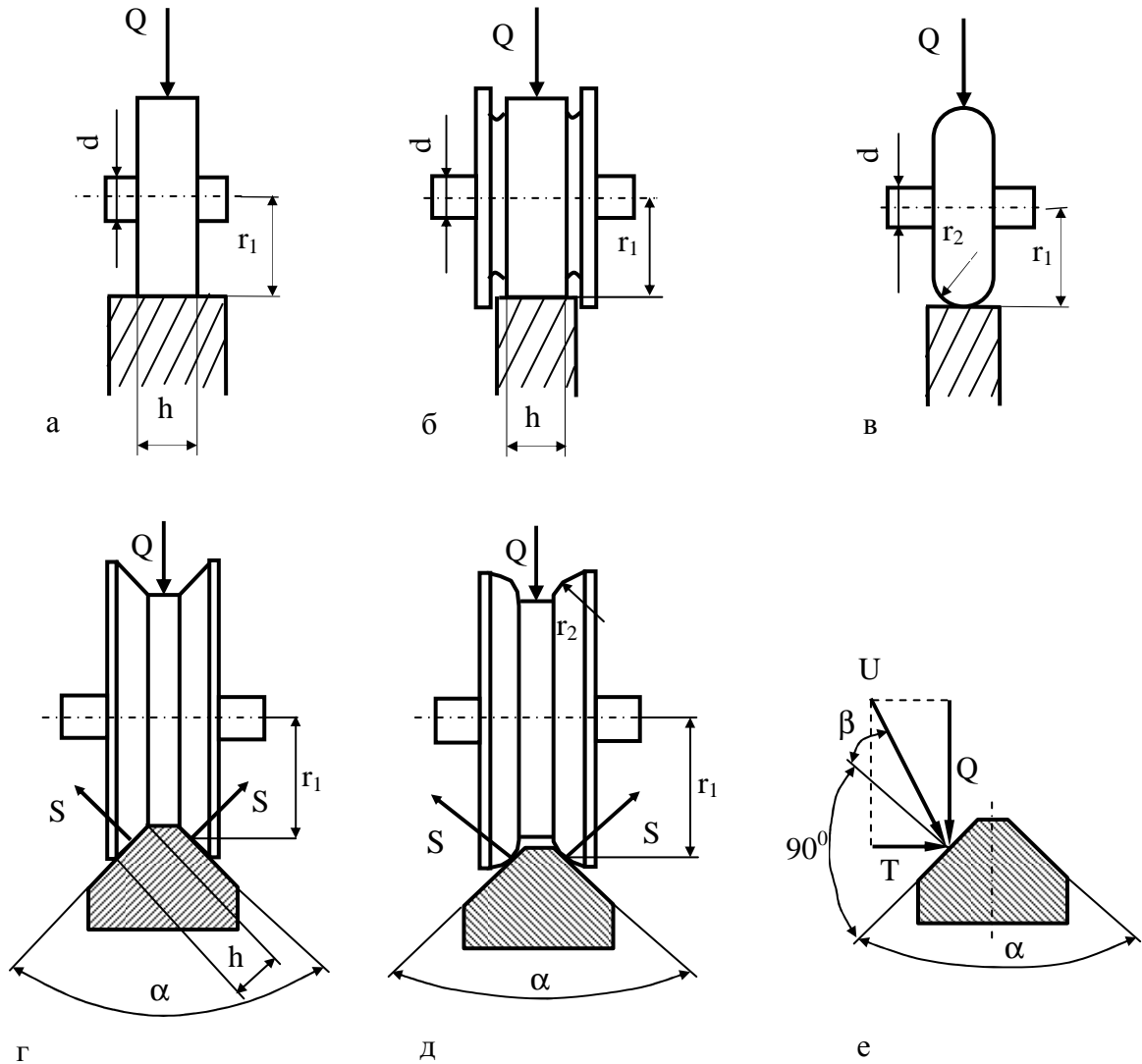


Рис. 9.14. Розрахункові схеми ходових коліс: а,б-колеса з циліндричним ободом та лінійним контактом з плоскою рейкою; в-колесо із сферичним ободом та точковим контактом з плоскою рейкою; г-двоконусне колесо з лінійним контактом з клиноподібною рейкою; д-двоконусне колесо з сферичними поверхнями ободу та точковим контактом з клиноподібною рейкою; е-схема сил, що діють на клиноподібну рейку.

За розрахованими контактними навантаженнями та прийнятими розмірами ходових коліс визначаємо контактні напруження. Ефективне контактне напруження:

в точковому контакті

$$\sigma_e = k k_f \sqrt[3]{\frac{PE^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_e];$$

в лінійному контакті

$$\sigma_e = 0,167 k_f \sqrt{\frac{PE}{hr_1}} \leq [\sigma_e],$$

де k_f - коефіцієнт, що враховує вплив тангенціальних сил тертя

(приймається: при середньому режимі роботи $k_f = 1,05$;

при важкому $k_f = 1,1$);

h - ширина контактної поверхні;

E - приведений модуль пружності, $E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$;

E_1, E_2 - модулі пружності матеріала обода колеса та головки рейки;

k - коефіцієнт, який залежить від співвідношення $R_2/R_1 < 1$, де

R_1 - більший, а R_2 - менший з радіусів r_1 або r_2 ;

P - максимальне навантаження на ободі ходового колеса.

Максимальне навантаження на ходове колесо визначається за формулою

$$P = k_n P_c,$$

де P_c - максимальне навантаження на колесо (для плоскої рейки $P_c = Q_{\max}$, для клиноподібної $P_c = S_{\max}$);

k_n - коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині рейки (для коліс: з точковим контактом $k_n = 1,1$; з лінійним $k_n = 1,2$).

Допускне значення контактних напружень вибирають в залежності від твердості HB обода колеса та терміну експлуатації візка. При середньому режимі роботи та терміні експлуатації візка 10 років допускне значення контактних напружень приймають $[\sigma_e] = (0,15 \dots 0,2) HB$, де HB - твердість поверхні обода, яка повинна бути $HB \geq 240$ кгс/мм².

Таблиця 9.1. Залежність коефіцієнта k від співвідношення радіусів R_2 / R_1 [2]

R_2/R_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	0,28	0,19	0,145	0,13	0,119	0,111	0,105	0,099	0,095	0,09

Визначення діаметрів валів та осей ходових коліс. Виходячи з розрахункових сил, які діють на ходові колеса, визначають діаметри їх валів та осей. Вісі ходових коліс розраховують на згинання від дії максимальної сили реакції Q . Розглядаючи вісь як двохпорну шарнірно оперту балку, навантажену зосередженою силою посередині прольоту, визначимо згинальний момент

$$M_z = \frac{QL}{4},$$

де L – відстань між підшипниками осі, м;

Q – максимальна реакція колеса, Н.

Діаметр осі ходового колеса

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_3}{[\sigma]}}$$

де $[\sigma]$ – допускні напруження для матеріалу осі колеса, МПа.

Діаметр вала ходового колеса розраховують на сумісну дію згинального моменту M_3 від навантаження Q та крутного моменту $M_{кр}$.

Еквівалентний розрахунковий момент на валу

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2}$$

Розрахунковий діаметр вала ходових коліс

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}$$

Для валів зі сталі 35 $[\sigma] = 50 \div 60$ МПа, а зі сталі 40Х $[\sigma] = 60 \div 80$ МПа.

Визначення сил опору пересуванню візка. Опір переміщенню візка по рейкам є підсумковим опором усіх ходових коліс та опорних роликів. Для усталеного руху візка, коли відсутні сили інерції, опір пересуванню визначається за формулою [2]

$$W_о = \sum_1^n Q_k k_p \frac{f_n d + 2\mu_k}{D_k}$$

де Q_k - навантаження на кожне колесо та ролик, Н;

f_n - коефіцієнт тертя в підшипниках ($f_n = 0,1$ – для підшипників ковзання;

$f_n = 0,015$ – для шарикових та роликових підшипників; $f_n = 0,02$ – для конічних підшипників);

μ_k -коефіцієнт тертя кочення, м (для сталевих коліс з циліндричним ободом призначається з таблиці 9.2).

Таблиця 9.2. Значення коефіцієнта тертя кочення μ_k для сталевих коліс, м [15]

Тип обода	Діаметр ходового колеса, мм	
	200...300	400...500
Циліндричний	0,0003	0,0005
Сферичний	0,0004	0,0006

D_k -діаметр кожного колеса та ролика, м;

d – діаметр вала або осі в місці посадки підшипників, м;

k_p – коефіцієнт, який враховує тертя реборд колеса об головку рейки

або додаткове тертя двоконусних коліс через різницю в діаметрах конічної поверхні кочення (приймається $k_p = 2,5$).

n -кількість ходових коліс та роликів.

Опір пересуванню візка з урахуванням сил інерції, що характерно при розгоні або гальмуванні

$$W_{ep} = W_e + G \frac{a}{9,81},$$

де a – можливе прискорення візка, м/с² (приймають $a \leq 0,1$ м/с²).

Момент опору пересуванню візка, приведений до вала двигуна без урахування сил інерції

$$M = W_e \frac{D_{np}}{2\eta_0 i_0}.$$

Момент опору в період розгону візка

$$M_p = W_{ep} \frac{D_{np}}{2\eta_0 i_0},$$

де D_{np} – діаметр ведучих ходових коліс;

η_0 – загальний ККД механізму пересування від вала ходового колеса до вала двигуна;

i_0 – загальне передаточне число механізму.

Крутний момент, який діє на вал приводного колеса

$$M_{kp} = W_{ep} \frac{D_{np}}{2} = W_{ep} r_1.$$

Потужність приводного двигуна можна визначити за формулою

$$N = \frac{W_{ep} V}{\eta_0}, \text{ або } N = \frac{M_{kp} \omega}{\eta_0},$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ - кутова швидкість приводного колеса, 1/с ;

V – швидкість пересування візка, м/с ($V_{зв} = 0,3 \div 1,3$ м/хв; $V_m = 13$ м/хв);

$$V = \pi D_{np} n;$$

$\eta_0 = \eta_p \eta_n$ – загальний ККД механізму;

Запас зчеплення ведучих коліс з рейкою. Запас зчеплення перевіряється у випадку, коли ведучі колеса мають найменше навантаження. Таке положення для візків з висувною консоллю настає при $l_2 = l_{2\max}$ або $l_1 = l_{1\min}$ та при порожніх флюсобункері й котушці для електродного дроту. Запас зчеплення коліс з рейкою повинен бути $k_{3ч} \geq 2$.

При усталеному русі візка запас зчеплення

$$k_{3ч} = \frac{\psi Q_{\min}}{W_e},$$

де ψ - коефіцієнт зчеплення приводного колеса з рейкою, і для сталевих коліс приймається $\psi = 0,15$;

Q_{\min} - найменший підсумковий тиск ведучих коліс на рейку (для клиноподібних рейок $Q_{\min} = 2S_{\max}$).

При неусталеному русі візка необхідно враховувати сили інерції, що виникають в період розгону або гальмування

$$k_{зч} = \frac{\psi Q_{\min}}{W_{\sigma} + G \frac{a}{9,81}},$$

де G – вага візка, Н;

a - можливе прискорення візка, м/с (визначається характеристикою двигуна).

9.2.3. Розрахунок механізму піднімання каретки

Механізм піднімання призначений для підняття або опускання каретки з висувною штангою чи консоллю зі зварювальним апаратом.

Вихідними даними для розрахунку є підсумкова вага усіх конструктивних частин, що підлягають підніманню та положення їх центра ваги. Зусилля для підняття каретки буде залежати від ваги вантажу та опору обертанню напрямних роликів. Опір обертанню напрямних роликів каретки залежить від величини опорних реакцій цих роликів. Розглянемо розрахункову схему піднімального механізму, що показана на рис.9.15.

Опорна реакція T визначається з рівняння моментів

$$Th = G_1(L + l),$$

звідки

$$T = G_1 \frac{L + l}{h}.$$

де G_1 – вага каретки, штанги та зварювального апарату, Н;

l – плече, яке може дорівнювати нулю при розміщенні точки підвісу каретки по осі колони, м.

Опір обертанню ролика при підніманні каретки [2]

$$W_n = T \frac{f_p d + 2\mu_k}{D_p} k_p = G_1 k_p \frac{(L + l)(f_p d + 2\mu_k)}{h D_p},$$

де f_p – коефіцієнт тертя в підшипниках роликів;

k_p – коефіцієнт, який враховує тертя в ребордах роликів каретки або в клиновидних напрямних (приймається $k_p = 1,5 \div 2$);

μ_k – коефіцієнт тертя кочення, м.

D_p – діаметр ролика, м;

d – діаметр осі ролика в підшипниках, м.

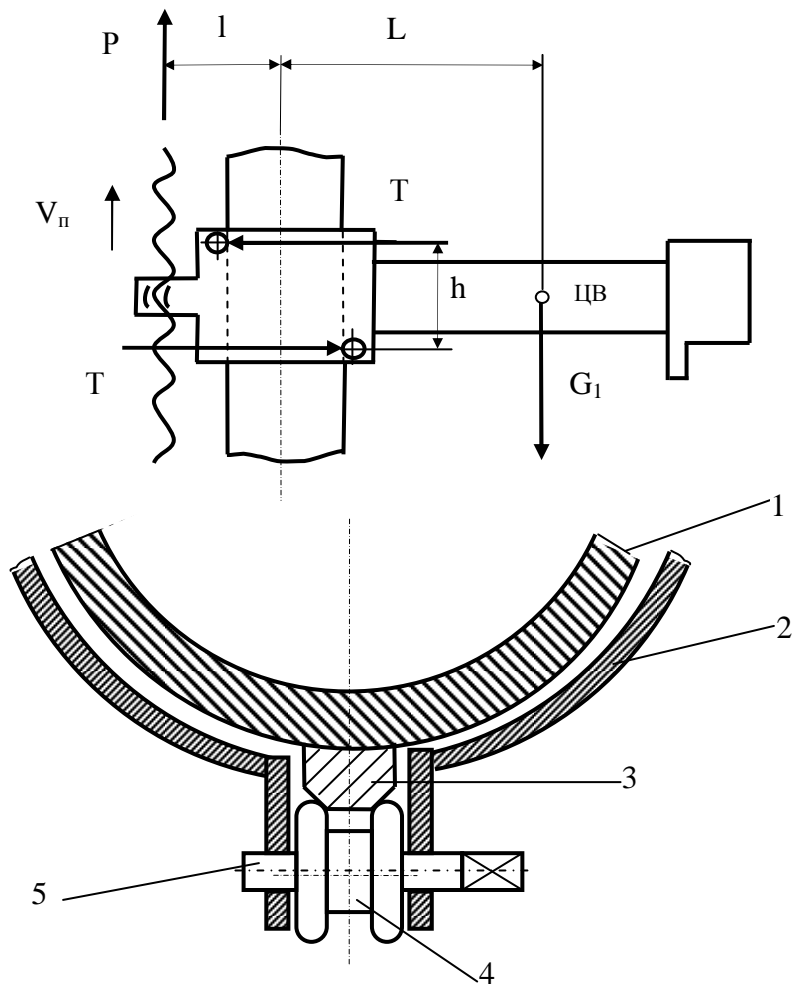


Рис. 9.15. Розрахункова та конструктивна схеми механізму піднімання каретки: 1 – колона; 2 – каретка; 3 – клиноподібна рейка; 4 – ролик; 5 – ексцентрична вісь ролика.

Необхідна піднімальна сила

$$P = G_1 + 2W_n = G_1 \left[1 + \frac{2k_p(L+l)(f_p d + 2\mu_k)}{D_p h} \right].$$

Якщо ролики замінити напрямними ковзання, то піднімальна сила може бути визначена за формулою

$$P = G_1 \left[1 + \frac{2(L+l)}{h} f_k \right],$$

де $f_k \approx 0,1$ – коефіцієнт тертя ковзання в опорах.

При використанні напрямних ковзання і при порівняно великому вильоті консолі виникає небезпека заїдання каретки на колоні, що може призвести до її самогальмування, якщо

$$\frac{h}{L+l} = 2f_k.$$

У зв'язку з цим, умова надійності проти заїдання гільзи при її підніманні

$$\frac{h}{L+l} > 2f_k k_3,$$

де $k_3 \approx 1,5$ – коефіцієнт запасу.

Умова надійності дійсна також для каретки з роликівими напрямними, але у цій формулі замість f_k необхідно підставити приведений коефіцієнт тертя

$$\frac{f_p d_p + 2\mu_k}{D_p}.$$

Якщо ролики змонтовані на шарикопідшипниках, то коефіцієнт тертя буде настільки малий, що небезпека заїдання каретки практично неможлива.

У деяких випадках для зменшення потужності механізму піднімання в порожнистих колонах візків розміщують контрвантажі, які врівноважують масу вантажу, що піднімається. Якщо вантаж, який піднімається, повністю або частково врівноважений контрвантажем, то розрахункова сила P відповідно зменшується. Однак при цьому збільшення маси рухомих частин викликає збільшення динамічного навантаження приводу. У зв'язку з цим механізми з контрвантажами потрібно перевіряти на додаткове динамічне навантаження в період розгону. При повному врівноваженні вантажу сила піднімання в період розгону може визначатись за такою формулою [2]

$$P_{дин} = 2G_1 \frac{a}{9,81} + W_n,$$

де a – можливе прискорення, м/с²;

W_n – опір в напрямних та перекидних блоках канатів, або ланцюгів, до яких підвішені вантажі, Н.

Потужність електродвигуна піднімального механізму

$$N = \frac{PV_n}{\eta_0},$$

де N - потужність, Вт;

V_n – швидкість піднімання каретки, м/с (приймають в межах 1÷2 м/хв);

P – піднімальна сила, Н;

η_0 – загальний ККД механізму підіймання.

9.2.4. Розрахунок механізму висування штанги

Розрахункова схема та конструкція механізму висування штанги показані на рис. 9.16. Опорні реакції напрямних роликів визначаються з рівняння моментів

$$Q_1 l_2 - G_1 (l_1 + l_2) = 0, \quad Q_1 = G_1 \frac{l_1 + l_2}{l_2},$$

$$Q_2 l_2 - G_1 l_1 = 0, \quad Q_2 = G_1 \frac{l_1}{l_2}.$$

Сила, яка необхідна для пересування штанги по напрямним роликам буде дорівнювати опорі обертання роликів. При однаковому діаметрі обох роликів D_p та їх осей d_p опір обертанню роликів визначається [2]

$$W_{uu} = (Q_1 + Q_2) \frac{f_p d_p + 2\mu_k}{D_p} k_p = G_1 k_p \frac{(2l_1 + l_2)(f_p d_p + 2\mu_k)}{D_p l_2},$$

де $k_p = 1,5 - 2$ – коефіцієнт, який враховує тертя в ребордах роликів;

f_n – коефіцієнт тертя в підшипниках роликів;

μ_k – коефіцієнт тертя кочення, м;

W_{uu} – опір обертанню роликів штанги, Н;

G_1 – вага вантажу, Н;

D_p – діаметр напрямного ролика, м;

d_p – діаметр осі ролика, м.

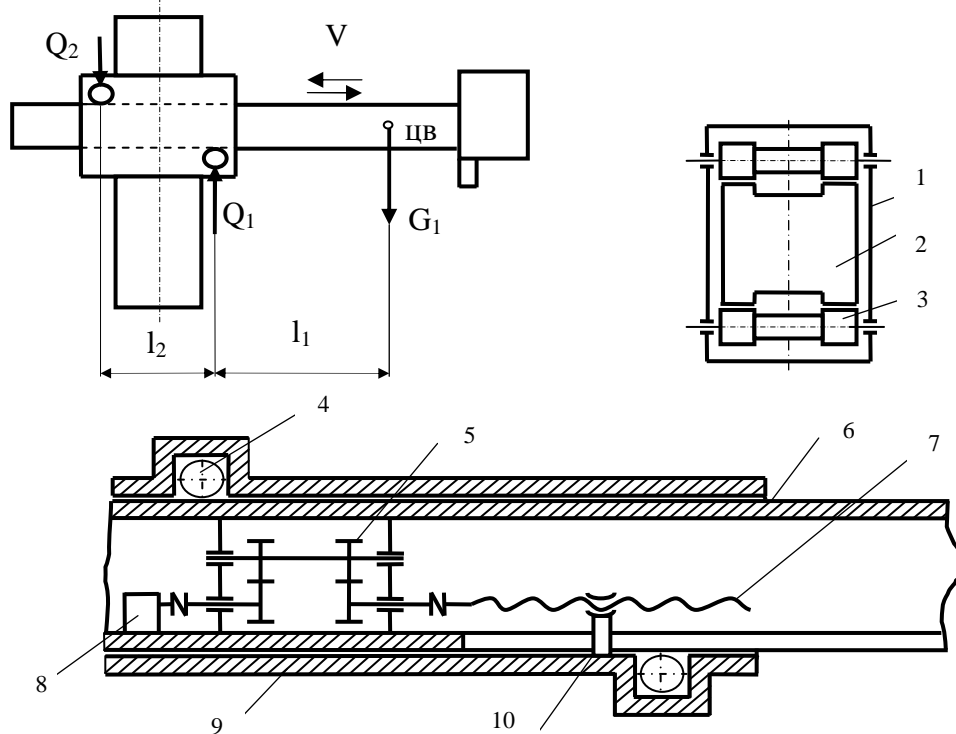


Рис. 9.16. Розрахункова та конструктивна схеми механізму висування штанги: 1,9 – корпус каретки; 2,6 – штанга висувна; 3,4 – ролик; 5 – редуктор; 7 – гвинт ходовий; 8 – двигун; 10 – поводок гайки.

Якщо штанга пересувається не по роликам, а по напрямним ковзанню, то при таких же відстанях між опорами l_1 та l_2

$$W_{ш} = G_1 \frac{2l_1 + l_2}{l_2} f_k,$$

де f_k - коефіцієнт тертя ковзання (приймається $f_k=0.1$).

Опір обертанню роликів в період розгону чи гальмування штанги

$$W_{ш.об} = W_{ш} + G_1 \frac{a}{9,81}.$$

Потужність електродвигуна механізму висування штанги

$$N = \frac{W_{ш} V_{ш}}{\eta_0},$$

де $V_{ш}$ – швидкість пересування штанги, м/с (приймається $V_{ш} = 0,8 - 1,0 \frac{м}{хв}$);

N - потужність, Вт;

η_0 - загальний ККД механізму пересування штанги.

9.2.5. Розрахунок несучих конструкцій зварювальних візків

Несучими конструкціями зварювальних візків є закріплені на шасі колони з підйомно- висувними консолями та установленими на них зварювальними автоматами. Пружна деформація несучої конструкції не повинна викликати відхилення кінця електрода у горизонтальному й вертикальному напрямках на величину більшу від регламентованої технологією зварювання [2]. У зв'язку з цим несучі конструкції візків повинні відповідати умовам міцності та жорсткості.

Розглянемо розрахункову схему несучої конструкції глугольного зварювального візка (рис.9.17) з максимальними вильотом та висотою підйому штаги, навантажених зосередженою силою G_a та рівномірно розподіленим навантаженням $q = G_{\bar{\sigma}} / L$.

Найбільший згинальний момент консольної штанги

$$M_z = \left(G_a + \frac{qL}{2} \right) L = (G_a + 0,5G_{\bar{\sigma}})L,$$

де G_a - вага зварювального автомата, Н;

$G_{\bar{\sigma}}$ - вага висувної консольної балки, Н;

L - максимальний виліт консольної штанги, м.

Цей згинальний момент діє також по всій висоті колони. Тому міцність штанги та колони розраховуються за загальною формулою

$$\sigma = \frac{(G_a + 0,5G_{\bar{\sigma}})L}{W} \leq [\sigma],$$

де W - момент опору поперечного перерізу штанги або колони, м³.

Розрахунок на жорсткість несучих конструкцій візка необхідно розпочинати з визначення прогинів f та кутів повороту φ :

$$f_1 = \frac{M_3 H^2}{2EI_k} = \frac{(G_a + 0,5G_6)LH^2}{2EI_k}; \quad \varphi_1 = \frac{M_3 H}{EI_k} = \frac{(G_a + 0,5G_6)L^2 H}{EI_k};$$

$$f_2 = f_1; \quad f_3 = \varphi_1 L = \frac{(G_a + 0,5G_6)L^2 H}{EI_k};$$

$$\varphi_2 = \frac{G_a L^2}{2EI_6} + \frac{G_6 L^2}{6EI_6} = \left(G_a + \frac{G_6}{3}\right) \frac{L^2}{2EI_6};$$

$$f_4 = \frac{G_a L^3}{3EI_6} + \frac{G_6 L^3}{8EI_6} = \left(\frac{G_a}{3} + \frac{G_6}{8}\right) \frac{L^3}{EI_6}.$$

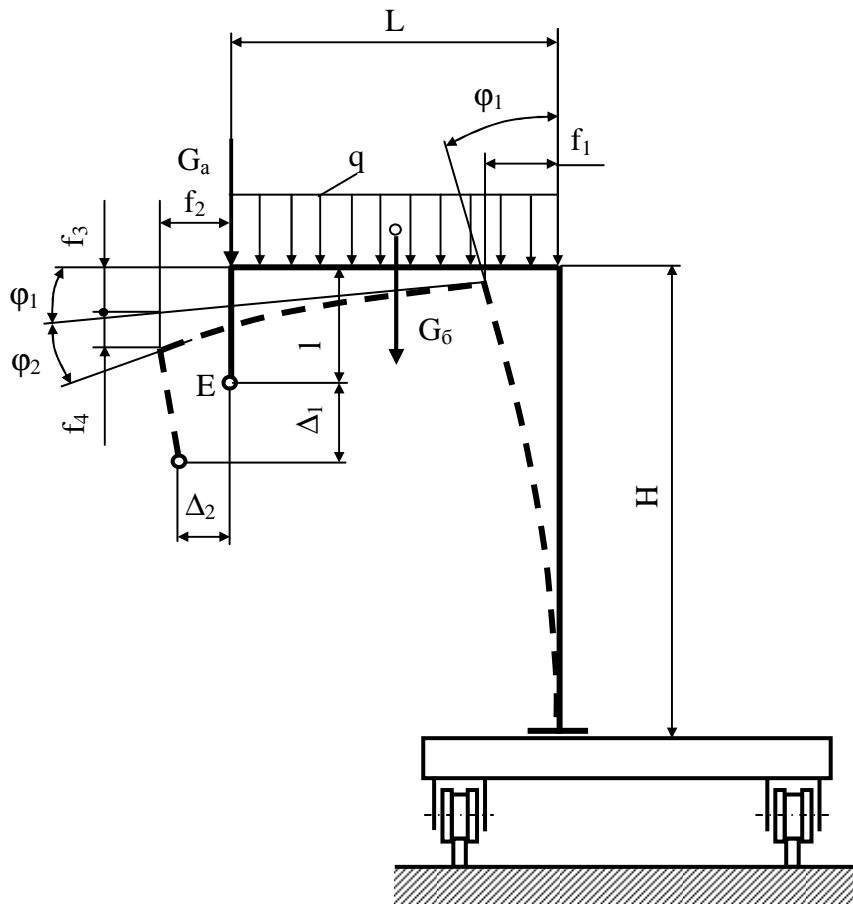


Рис.9.17. Розрахункова схема несучої конструкції зварювального візка

Внаслідок прогину колони та штанги виникає вертикальне та горизонтальне зміщення електрода:

-вертикальне зміщення

$$\Delta_1 = f_3 + f_4 = (G_a + 0,5G_6) \frac{L^2 H}{EI_k} + \left(\frac{G_a}{3} + \frac{G_6}{8}\right) \frac{L^2}{EI_6};$$

-горизонтальне зміщення

$$\Delta_2 = f_2 - l(\varphi_1 + \varphi_2) = (G_a + 0,5G_{\bar{o}}) \frac{LH^2}{2EI_k} - (G_a + 0,5G_{\bar{o}}) \frac{LHl}{EI_k} - \left(G_a + \frac{G_{\bar{o}}}{3} \right) \frac{L^2l}{2EI_{\bar{o}}},$$

де l – відстань від точки закріплення зварювального автомата на штанзі до кінця електрода, м;

$I_k, I_{\bar{o}}$ -моменти інерції поперечного перерізу колони та штанги, м⁴;

L -максимальний виліт консолі, м;

H -максимальна висота піднімання консолі, м;

φ_1, φ_2 -кути повороту, рад;

f_2, f_3, f_4 -прогини, м.

При розрахунку на жорсткість враховуються дві умови жорсткості.

Перша умова жорсткості

$$\Delta_1 \leq [\Delta_{\bar{o}}], \quad \Delta_2 \leq [\Delta_z],$$

де $[\Delta_{\bar{o}}], [\Delta_z]$ -допустимі вертикальне і горизонтальне зміщення кінця електрода, регламентованих технологією зварювання.

Друга умова жорсткості залежить від типу зварювального візка.

Для глгольного візка

$$\Delta_1 \leq \frac{H + L}{2000}, \quad \Delta_2 \leq \frac{H + L}{3000}.$$

Для консольних конструкцій візків та стаціонарних кронштейнів

$$\Delta_1 \leq \frac{L}{1500}, \quad \Delta_2 \leq \frac{L}{2500}.$$

У мостових візках (котучих балках) вертикальне зміщення електрода виникає внаслідок прогину балки від сумісної ваги балки з апаратом та закруту балки внаслідок ексцентричного розташування центра ваги апарата. Горизонтальне зміщення електрода виникає тільки від закруту балки (рис.9.18).

Прогин балки посередині її прольоту

$$f_5 = \frac{G_a L_{\bar{o}}^3}{48EI_{\bar{o}}} + \frac{5}{384} \frac{G_{\bar{o}} L_{\bar{o}}^3}{EI_{\bar{o}}}.$$

Незбіжність центрів ваги зварювального автомата та поперечного перерізу балки, що характеризується ексцентриситетом, призводить до виникнення крутного моменту

$$M_{kp} = G_a e.$$

Кут закруту балки посередині її прольоту від крутного моменту

$$\alpha_3 = \frac{G_a e s L_{\bar{o}}}{16F^2 E_3 \delta},$$

де G_a , G_b - відповідно вага зварювального автомата та балки, Н;
 L_b - проліт двохопорної балки мостового візка, м;
 s - довжина середньої лінії контура поперечного коробчастого перерізу

балки мостового візка, м;

α_3 - кут закрутки балки, рад.;

F - площа, що обмежена середньою лінією, м²;

δ - товщина стінок коробчастого профіля мостової балки;

e - ексцентриситет, м;

E_3 - модуль пружності при зсуві, МПа;

$$E_3 = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

μ - коефіцієнт Пуассона.

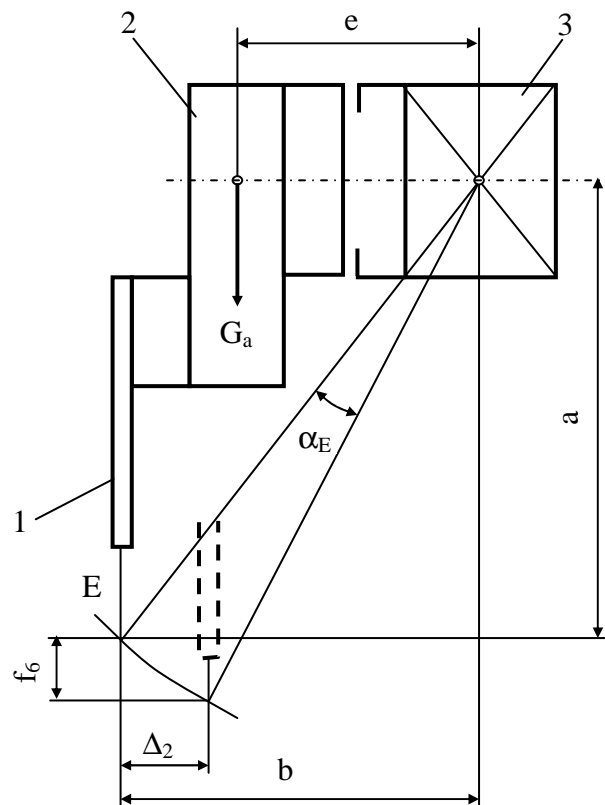


Рис.9.18. Розрахункова схема закрутки балки мостового візка: 1 - електрод; 2 - зварювальний автомат; 3 - балка з напрямними для автомата.

Виходячи з умови жорсткості на закручування, усі балки для зварювальних візків виготовляють замкнутого коробчастого профіля.

Поперечне горизонтальне зміщення електрода (рис.9.18)

$$\Delta_2 = a\alpha_3 = \frac{aG_a e s L_b}{16F^2 E_3 \delta}$$

Зміщення електрода у вертикальному напрямі від закруту балки на кут α

$$f_6 = b\alpha_3 = \frac{bG_a esL_6}{16F^2 E_3 \delta}.$$

Вертикальне зміщення електрода

$$\Delta_1 = f_5 + f_6 = \frac{G_a L_6^3}{48EI_6} + \frac{5}{384} \frac{G_6 L_6^3}{EI_6} + \frac{bG_a esL_6}{16F^2 E_3 \delta}.$$

Друга умова жорсткості для котучої балки:

$$\Delta_1 \leq \frac{L}{2000}; \quad \Delta_2 \leq 3 \text{ мм.}$$

9.3. НЕРІВНОМІРНІСТЬ ЗВАРЮВАЛЬНОГО РУХУ ТА ЗАХОДИ ЩОДО ЙОГО ПОПЕРЕДЖЕННЯ

Важким зварювальним візкам притаманна нерівномірність робочого руху, що шкідливо впливає на якість зварних швів [2]. Сутність нерівномірності руху полягає у тому, що рух великих мас з малими швидкостями носить пульсуючий, стрибкоподібний характер з визначеним ритмом. Пульсації та нерівномірність руху збільшуються зі збільшенням маси рухомих частин та зменшенням її швидкості. При пересуванні візків з великими швидкостями, що характерно для маршових швидкостей, пульсація зникає. У легких зварювальних візках пульсації та нерівномірність зварювального руху відсутні.

Основними причинами нерівномірності руху візків з малими швидкостями та виникнення автоколиваний (пульсацій) є:

- недостатня жорсткість передаточних елементів приводу і ходових частин,

що призводить до їх пружної деформації;

- наявність люфтів в зубчастих передачах та інших спряженнях кінематичного ланцюга приводу;

- різниця в коефіцієнтах тертя спокою й руху, що створює нерівномірний опір пересуванню маси при пульсуючому характері руху;

- велика довжина кінематичного ланцюга приводу;

- велика інерційна маса рухомих частин в останній ланці кінематичного ланцюга, у тому числі маса рухомого виробу або зварювального візка.

Попередження виникнення пульсацій та нерівномірності руху досягається зменшенням впливу перелічених факторів. Розглянемо деякі конструктивні заходи попередження виникнення пульсацій.

1. Забезпечення необхідної крутильної жорсткості валів від якої залежить рівномірність обертання.

2. Для вибирання люфтів в кінематичних парах приводного механізму необхідно вводити паразитні гальма на останньому елементі цього механізму.
3. Зменшення загальної довжини кінематичного ланцюга приводу, що підвищує загальну жорсткість механізму, приведено до його останньої ланки.
4. Для підвищення приведеної жорсткості механізму доцільно в останній ланці кінематичного ланцюга ввести самогоальмівну пару з великим передаточним числом у вигляді черв'ячної або гвинтової передачі. При цьому зменшиться шкідливий вплив люфтів у попередніх передачах.
5. Підвищення приведеної жорсткості механізму забезпечується також збільшенням діаметра зубчастого колеса, насадженого на приводний вал ходового колеса. Чим більше відношення діаметра зубчастого колеса до діаметра ходового колеса, тим жорсткіша уся система та менший вплив люфтів в останній передачі.

Якщо розглянуті заходи не дають позитивних результатів, установлюють демпфери-гасителі коливань. Для зварювального візка це може бути фрикційне гальмо, що встановлюється на ходовому колесі.

Додатково по п.9 дивись [1,2,4,5,15-17,31,37].

10. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ, КОНТРОЛЬ ТА РЕМОНТ СКЛАДАЛЬНО- ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

10.1. ВИМОГИ ЩОДО БЕЗПЕЧНОЇ РОБОТИ ЗІ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

При розробці та застосуванні складально-зварювальних пристроїв необхідно враховувати комплексний вплив на організм робітника санітарно-гігієнічних, психофізіологічних, естетичних та соціально-фізіологічних факторів. Тому основою безпечної роботи при експлуатації складально-зварювальних пристроїв є раціональне планування робочого місця та відповідна організація праці зварювальника або слюсаря-складальника.

У залежності від складності конструкції виробу, програми випуску і типу зварювального виробництва робоче місце зварювальника або слюсаря-складальника може включати устаткування для зварювання, складальні стенди та кондуктори, пристрої для повороту виробу в зручне для зварювання положення, візки для зварювання, складські місця для зберігання заготовок, готових виробів та інструментів, підйомно-транспортні механізми тощо. Просторове розміщення на ділянці різноманітного устаткування та пристроїв повинно відповідати сучасним нормам проектування промислових підприємств та зварювального виробництва.

До основних шкідливостей, що мають місце у зварювальному виробництві відносяться:

- а) ураження електричним струмом;
- б) ураження випромінюванням зварювальної дуги;
- в) електромагнітне випромінювання;
- г) рентгенівське випромінювання;
- ґ) загазованість повітря;
- д) запиленість повітря;
- е) опіки від нагрітих виробів, бризок та крапель розплавленого металу;
- є) травми від рухомих механізмів та падаючих предметів;
- ж) стреси від психофізіологічних навантажень, обумовлених високим рівнем інтенсивності праці і вимогами щодо якості зварних конструкцій.

Організація робіт у відповідності з вимогами санітарних норм та правил техніки безпеки попереджає негативний вплив шкідливостей на організм робітників зварювального виробництва.

Для зручності та зменшення стомлюваності в процесі виконання технологічних операцій складально-зварювальні пристрої повинні відповідати наступним вимогам:

- а) розміщення базових поверхонь пристрою на висоті 800...1000 мм від підлоги;
- б) наявність внизу пристрою простору для ніг робітника заввишки та глибиною не менше 150 мм;
- в) при роботі на висоті пристрій обладнується поручнями та по всьому периметру бортиком заввишки не менше 40 мм, який запобігає зісковзуванню вниз заготовок та інших предметів;
- г) використання поворотних пристроїв;
- г) відповідність пристрою ергономічним та естетичним вимогам.

10.2. ЕКСПЛУАТАЦІЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Точність та взаємозамінність зварюваних виробів залежить від умов експлуатації складально-зварювальних пристроїв у виробничих цехах. Під час експлуатації пристрої зазнають дії сил від закріплення заготовок та вузлів, від нерівномірного нагрівання при зварюванні і охолодженні та від деформацій зварних вузлів. Всі функціональні елементи пристроїв, як правило, розраховані на сприйняття названих силових дій. Але в період експлуатації не допускається навантажувати фіксатори, притискачі, опорні та несучі елементи пристроїв випадковими навантаженнями, на дію яких пристрої не розраховані. Забороняється складання деформованих заготовок, тому що це викликає перевантаження конструктивних елементів пристроїв, а також напруження у вузлі, що складається. Складально-зварювальний пристрій необхідно використовувати тільки за його безпосереднім призначенням згідно технологічному процесу складання та зварювання.

Придатність пристрою до експлуатації засвідчується паспортом, в якому повинні знайти відображення розробника і виготовлювача пристрою, термін впровадження та тривалість експлуатації, види несправностей та зміст ремонтних робіт, базові розміри та їх граничні відхилення, величина зносу та усі зміни в конструкції пристрою. У паспорті також наводяться результати контрольних випробувань пристрою під час приймання його складально-зварювальним цехом та результати періодичних перевірок.

10.3. КОНТРОЛЬ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Усі складально-зварювальні пристрої підлягають контролю як при виготовленні, так і в експлуатації. Відповідність пристрою технічним

вимогам перевіряють шляхом періодичного контролю точності виробів, що складаються та зварюються в пристрої. Методи та засоби контролю залежать від призначення та складності конструкції пристрою.

Так, перевірка точності обводів виробу полягає у визначенні за допомогою щупа величини зазора між перевіряємою поверхнею та поверхнею еталона.

Точність розташування фіксаторів перевіряється за допомогою шаблонів, або шляхом використання постійних та універсальних мікрометричних калібрів.

При виготовленні вузлів ракетно-космічної та авіаційної техніки застосовуються різні за призначенням складальні стапелі. Точність складання таких вузлів в стапелях контролюють за допомогою еталонно-шаблонного та координатно-шаблонного методів. При координатно-шаблонному методі точність складання контролюють за допомогою шаблонів, монтажних плит та оптичних приладів. У цьому випадку перевіряють горизонтальність, взаємну паралельність та перпендикулярність плит, співвісність осей і отворів фіксаторів, розташованих під різними кутами до горизонту. В комплект оптичних приладів входять прецизійний нівелір, квадрант з дзеркалом, стояк з маркою, автоколіматор, пентапризми, теодоліт та ін.

Для виготовлення різноманітних секцій суднових конструкцій використовуються постілі, робоча поверхня яких утворюється за допомогою лекал. Перевірка точності обводів здійснюється за допомогою плазових шаблонів, коли перевіряється зазор між кромкою лекала та плазовим шаблоном. При цьому положення горизонтальних контрольних ліній на лекалах по висоті перевіряють за допомогою шлангових ватерпасів, а вертикальність установлення лекал на рамі перевіряють за допомогою висків.

Складальні та складально-зварювальні стенди перевіряють на горизонтальність робочих поверхонь. У цьому випадку допустиме відхилення від горизонтальності не повинно перевищувати 1/1000 довжини (ширини) стенда. У залежності від жорсткості вимог до оснастки, усі вимірювання можуть виконуватись з використанням оптичних приладів або за допомогою ватерпасів, струн, інварних лінійок та щупів.

Пристрої для переміщення зварюваних виробів та зварювальних апаратів підлягають перевірці параметрів, що регламентовані відповідними інструкціями з експлуатації. Особливу увагу звертають на такі параметри як нерівномірність робочого ходу та наявність вібрації. Універсальні обертачі та обертачі (кантувачі) з горизонтальною віссю обертання обов'язково перевіряють на наявність допустимого ексцентриситета між центром ваги виробу та віссю обертання.

В кожному випадку обсяги контролю та засоби його реалізації будуть залежати від призначення та складності конструкції оснастки, а також від вимог до зварної конструкції.

Усі контрольні перевірки супроводжуються налагодженням оснастки, що передбачає регулювання фіксаторів, притискачів та інших конструктивних елементів у відповідності з технічними вимогами щодо точності складання та зварювання виробів. Якщо в процесі контролю виявлені відхилення від установлених допусків, то проводять позачергову перевірку та ремонт пристрою.

10.4. РЕМОНТ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Установлення заготовок при складанні вузлів в пристроях супроводжується виникненням ударів, сил тертя, забризкування базових поверхонь розплавленим металом тощо. Це призводить до зношування базових поверхонь пристрою. У результаті зносу зменшуються розміри базових платиків на упорах та діаметри фіксуючих пальців, збільшуються діаметри фіксуючих отворів, змінюються розміри опорних деталей і притискних механізмів.

Для збереження точності пристрою та продовження терміну його служби необхідно проводити попереджувальні ремонти згідно графіку планово-попереджувальних ремонтів (ППР). Планово-попереджувальний ремонт передбачає: облік складально-зварювальних пристроїв; нагляд за правильною експлуатацією та догляд; періодичні огляди з розбиранням відповідальних вузлів та перевірку на точність; поточний і середній ремонт. Ці роботи виконуються згідно графіку ППР незалежно від технічного стану пристрою.

Періодичність і трудомісткість обслуговування, налагодження і ремонту залежать від типу та характеру роботи складально-зварювального пристрою. Ремонт складально-зварювальних пристроїв здійснюється у відповідних ремонтних службах підприємства, що обладнані необхідними верстатами та контрольними-вимірними приладами. Наприклад, у залежності від типу конструкції силового приводу пристрою, такими службами є служби головного енергетика, головного механіка, головного зварювальника та ін.

Додатково по п.10 дивись [1,2,4,13,14,].

ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Березін Л.Я., Хоменко М.М., Карпенко А.С. Засоби технологічного оснащення зварювального виробництва. Навчальний посібник. - Чернігів: ЧДТУ, 2003. - 142 с.
2. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / Севбо П.И.- К.: Наукова думка, 1978. - 400 с.
3. Основы конструирования приспособлений: Учеб. пособие для Машиностроительных вузов./Т.Ф. Терликова, А.С. Мельников, В.И.Баталов.- М.: Машиностроение, 1980.-119 с.
4. Рыморов Е.В. Новые сварочные приспособления. - Л.: Стройиздат, 1988.-125с.
5. Рыморов Е.В. Конструирование и расчет сварочных приспособлений: Учеб. пособие.- Брянск, БИТМ, 1987. - 88 с.

Додаткова

6. Антонюк В.Е. Конструктору станочных приспособлений.: Справ. пособие. Мн.: Беларусь, 1991. – 400 с.
7. Антонюк В.Е., Королев В.А., Башеев С.М. Справочни конструктора по расчету и проектированию станочных приспособлений. - Мн.: Беларусь, 1969. – 392 с.
8. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений. Учеб. пособие для техникумов. М.: Высш. шк., 1974. – 263 с.
9. Вайнберг Д.В., Вайнберг Е.Д. Расчет пластин.-К.: Будівельник, 1970.- 436 с.
10. Виноградов В.С. Технологическая подготовка производства сварных конструкций в машиностроении. –М.: Машиностроение, 1981, - 224 с.
11. Винокуров В.А. Сварочные деформации и напряжения. – М.: Машиностроение, 1968. – 236 с.
12. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. - М.: Физматгиз, 1959.- 508 с.
13. Галкин В.А. Справочник по сборочно – сварочной оснастке цехов верфи - Л.: Судостроение, 1983. – 304 с.
14. Галкин В.А. Сборочно - сварочная оснастка цехов верфи. - Л.: Судостроение, 1974. – 216 с.
15. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины: Учебник. – К.: Вицшашкола. Головное изд-во, 1989. – 328 с.

16. Гитлевич А.Д., Этинггоф Л.А. Механизация и автоматизация сварочного производства.- М.: Машиностроение, 1979. - 280 с.
17. Гитлевич А.Д., Животинский Л.А., Клейнер А.И. Альбом механического оборудования сварочного производства. Учеб. пособие.- М.: Высшая школа, 1974. -159 - с.
18. Евстифеев Г.А., Веретенников И.С. Средства механизации сварочного производства. Конструирование и расчет.–М.: Машиностроение, 1977.-96 с.
19. Жданов И.М., Чертов И.М., Карпенко А.С. и др. Влияние предварительного упругого выгиба на деформации сферической оболочки при вварке фланцев // Автоматическая сварка. 1974. – № 6. – с. 31 – 33.
20. Жданов И.М., Карпенко А.С., Чертов И.М. и др. Определение напряженного состояния сферической оболочки при упругом выгибе, компенсирующем сварочные деформации // Автоматическая сварка. 1980. - № 1. – с. 5- 7.
21. Иванов А.А. Справочник по электротехнике.- Харьков: Вища школа, 1973.- 224 с.
22. Карпенко А.С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві: Навч. посібник.- К.: Арістей, 2005.-268 с.
23. Карпенко А.С. Расчет сил предварительного растяжения цилиндрических обечаек при сварке продольных швов // Сб. Международной научно-технической конференции “Прогрессивная техника и технология машиностроения, приборостроения и сварочного производства. – Киев: НТУУ “КПІ”, 1998.-т.4-с. 58-62.
24. Карпенко А.С. Расчет силовых упоров сборочно - сварочной оснастки // Автоматическая сварка. – 1995. - № 10. – с. 29-31.
25. Карпенко А.С., Прохоренко В.М. Расчет сборочно – сварочной оснастки для сварки кольцевых швов обечаек // Автоматическая сварка. - 1998. – № 5. – с. 25 – 27.
26. Карпенко А.С., Чертов И.М., Бабенко А.Е. Остаточные деформации цилиндрической обечайки при сварке продольных швов // Автоматическая сварка. - 1980. - № 8.– с. 49 – 52.
27. Касаткин Б. С., Прохоренко В.М., Чертов И.М. Напряжения и деформации при сварке. Учеб. пособие. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 246 с.
28. Константинов О.Я. Расчет и конструирование магнитных и электромагнитных приспособлений.-Л.: Машиностроение, 1967.-316 с.
29. Константинов О.Я. Магнитная технологическая оснастка. - Л.: Машиностроение, 1974.-384 с.
30. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений.

- Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.
31. Куркин С.А., Николаев Г.А. Сварные конструкции. Технология изготовления, механизация и контроль качества в сварочном производстве. Учебник для вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 398 с.
 32. Лавриненко М.З. Технология машиностроения и технологические основы автоматизации. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1982. – 320 с.
 33. Лебедев А.И. Точность сварных конструкций. Учеб. пособие.– Л.: ЛПИ, 1978. – 72 с.
 34. Пономарев В.А. и др. Универсально-сборные приспособления для сборочно – сварочных работ: Альбом / В.А. Пономарев, И.С. Чугунихин, Ю.В. Бородин, М.: Машиностроение, 1981. – 152 с.
 35. Рыжков Н.И. Производство сварных конструкций в тяжелом машиностроении. Организация и технология. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
 36. Сагалевич В.М. Методы устранения сварочных деформаций и напряжений. -М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
 37. Соппротивление материалов / Под ред. Писаренко Г.С. - 5-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986, 775 с.
 38. Таубер Б.А. Сборочно – сварочные приспособления и механизмы. - М.: Машгиз, 1961. – 416 с.
 39. Тимошенко С. П., Войновский – Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. – 635 с.
 40. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек,-М.: Наука, 1971.-808с.
 41. Чертов И.М., Карпенко А.С., Бабенко А.Е. и др. Оценка напряжений при предварительном растяжении пластин для сварки встык // Автоматическая сварка. – 1980. - № 2. с. 5 – 8.
 42. Чертов И.М., Карпенко А.С., Зубриенко Г.Л., Неговора А.А. Деформации и напряжения при сварке с предварительным растяжением продольных швов цилиндрических обечаек из сплава Амгб // Автоматическая сварка.-1980. - № 5. с.31 – 33.

Доповнення до розділу 4.

Залишкову кутову деформацію, в залежності від режиму зварювання, визначають по номограмі С.А. Кузьміна [27], зображеної на рис. 1.

Погонна енергія визначається за відомим режимом зварювання

$$q_n = \frac{IU\eta}{V_z} \text{ Дж/см}^3,$$

де I- сила струму, А;

U- напруга на дюзі, В;

V_z - швидкість зварювання, см/с;

η – ккд в залежності від способу зварювання.

В деяких випадках, коли не вказується режим зварювання, але є відомості про форму розробки кромки або про форму проплавлення зварного з'єднання, залишкову кутову деформацію можна наближено визначити за формулою І.П. Трочуна

$$\beta = 0,0144 \cdot \text{tg} \frac{\varphi}{2} \text{ рад.},$$

де φ - форма розробки кромки, яка приймається $55 \dots 70^\circ$.

У зв'язку з тим, що сили закріплення листів відносно осі зварного шва розташовані симетрично то залишкова кутова деформація приймається $\alpha = \beta/2$.

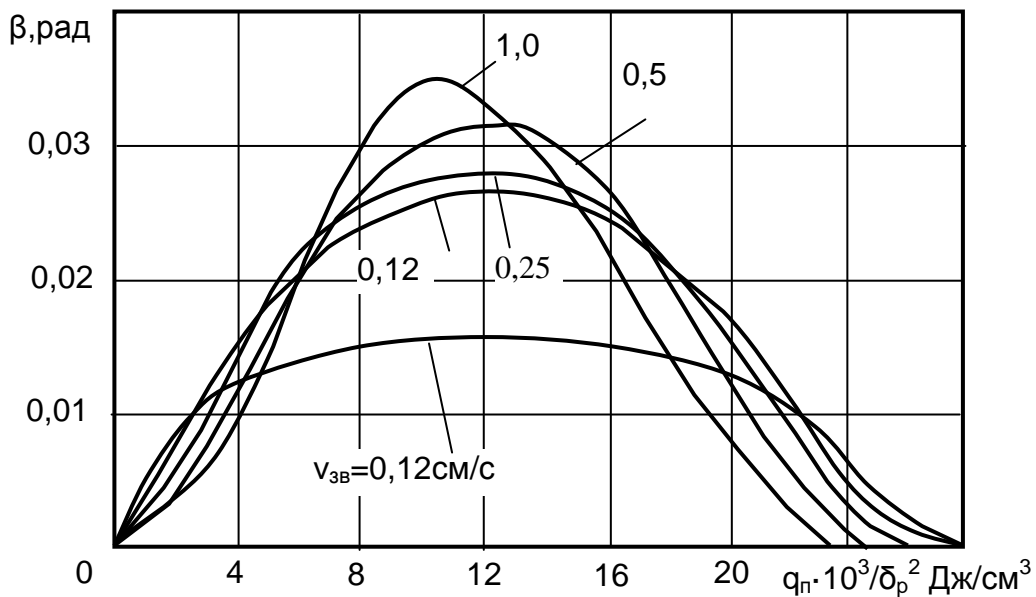


Рис. 1. Номограма для визначення кутового переміщення при зварюванні стикових з'єднань

Доповнення до розділу 7.3.

Внутрішній діаметр гвинта визначається з наступної залежності

$$\beta Q = \frac{\pi d_{\text{гн}}}{4} [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4\beta Q}{\pi[\sigma]_p}} = 1,4 \sqrt{\frac{4Q}{[\sigma]}}$$

де Q – осьова сила гвинта, Н;
 $\beta = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує вплив скручуючого момента;
 $[\sigma]$ -допускні напруження розтягу для матеріалу гвинта, МПа.

Доповнення до розділу 9.2.3.

Кінематика та розрахунок гвинтових механізмів

Гвинтові механізми застосовуються для перетворення обертального руху гвинта в поступальний рух повзуна. Силкові гвинтові механізми виконують в основному триланковими по схемі (рис.2.) де ведучою ланкою є гвинт 1 з різьбою, що створює з стояком 3 обертальну пару, а веденою ланкою – гайка 2 з такою ж різьбою.

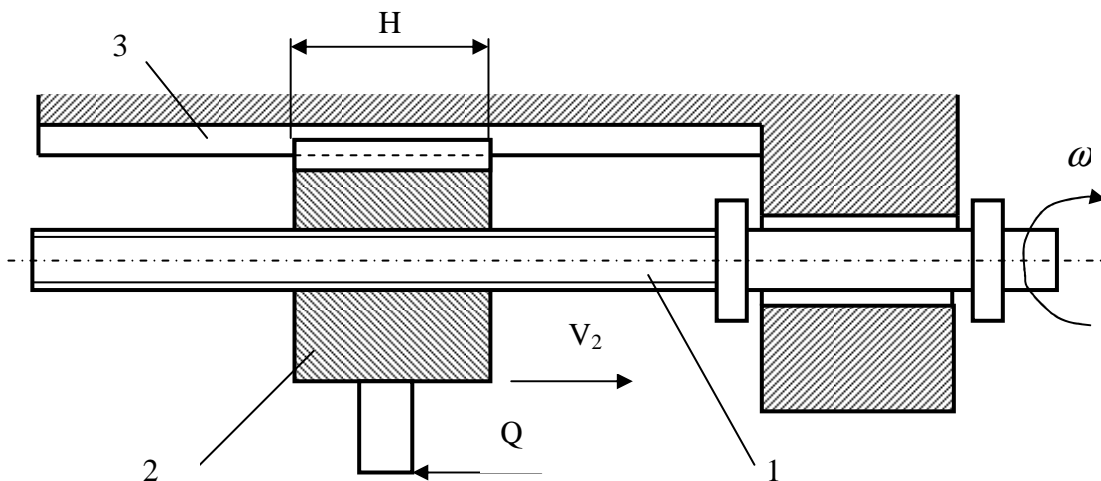


Рис. 2. Гвинтовий механізм

В передачах гвинт-гайка застосовують три типи стандартних різьб: трапецеїдальну з профілем по СТ СЭВ 146-75, упорну по ГОСТ 10177-62, та метричну з профілем по СТ СЭВ 180-75. Для ходових гвинтів застосовують також нестандартну прямокутну різьбу. Основні параметри різьби: зовнішній діаметр $d_{\text{зв}}$; середній діаметр $d_{\text{сп}}$; внутрішній діаметр $d_{\text{вн}}$; кут підйому гвинтової лінії α ; крок різьби S ; кількість заходів різьби m ; хід різьби h . Хід різьби залежить від кроку та кількості заходів. За один оберт гвинта 1 повзун з гайкою 2 (Рис. 9.15) переміститься на один хід h гвинтової лінії

$$h = Sm = \pi d_{\text{сп}} \operatorname{tg} \alpha .$$

При кількості заходів $m=1$ хід різьби дорівнює її кроку, тобто $h=S$.

Швидкість переміщення повзуна з гайкою залежить від частоти обертання гвинта n_1 та величини ходу h гвинтової лінії $V_2 = hn_1 = Smn_1$.

Для зменшення швидкості переміщення веденої ланки V_2 при заданій частоті обертання ведучої ланки n_1 гвинтові механізми часто сполучають з зубчастими або черв'ячними механізмами. В цьому випадку швидкість веденої ланки при частоті обертання двигуна n_0

Для нотаток

$$V_2 = Sm \frac{n_o}{i_o},$$

де n_o - частота обертання приводного двигуна, об/хв;

$i_o = \frac{n_o}{n_1}$ - передаточне відношення зубчастої або черв'ячної пари (редуктора);

n_1 - частота обертання ведучої ланки-гвинта, об/хв.

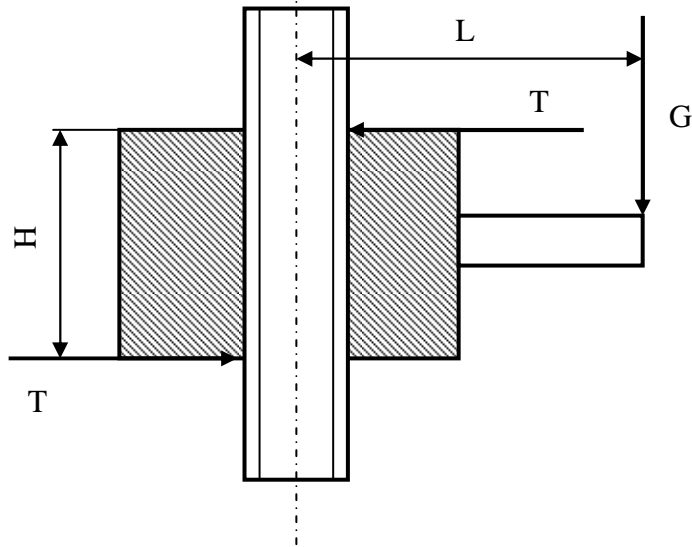


Рис. 3. Схема ексцентричного навантаження гвинтового механізму

При ексцентричному навантаженні силою G , що діє паралельно осі гвинта (Рис. 3) та прикладеної до гайки на відстані L від осі, рушійний момент при відсутності напрямної опори повинен бути

$$M_p = [G \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + Tf] \frac{d_{cp}}{2},$$

де $T = G \frac{L}{H}$ - реакція від ексцентричного навантаження гайки силою G ;

φ - кут тертя в різьбі, $\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \beta}$;

f - коефіцієнт тертя ковзання в різьбі;

β - половина кута при вершині профілю трикутної різьби.

Кути тертя для пари гвинт – гайка приймаються:

$\varphi = 6^{\circ} 40'$ для метричної різьби при $\beta = 30^{\circ}$;

$\varphi = 6^{\circ}$ для упорної різьби при $\beta = 15^{\circ}$;

$\varphi = 5^{\circ} 43'$ для прямокутної різьби при $\beta = 0^{\circ}$.

Коефіцієнт корисної дії гвинтової передачі:

$$\eta_{en} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \text{ - при підніманні; } \eta_{en} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \text{ - при опусканні.}$$

Для нотаток

Внутрішній діаметр гвинта визначається з наступної залежності

$$\beta Q = \frac{\pi d_{\text{вн}}}{4} [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4\beta Q}{\pi[\sigma]_p}},$$

де Q – осьова сила гвинта, Н;

$\beta = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує вплив скручуючого момента;

$[\sigma]_p$ -допускні напруження розтягу для матеріалу гвинта, МПа.

Використовуючи ГОСТ 9150-59 щодо основних розмірів метричної різьби знаходимо: зовнішній діаметр $d_{\text{зв}}$ гвинт; крок S ; кут підйому гвинтової лінії α ; середній діаметр різьби $d_{\text{ср}}=(d+d_{\text{вн}})/2$ та робочу висоту профіля h_p (Табл.1).

Момент в гвинтовій парі визначається за формулою

$$M_1 = Q \frac{d_{\text{ср}}}{2} \text{tg}(\alpha + \varphi).$$

При одночасній дії на гвинт осьової сили Q та крутного моменту $M_{\text{кр}}=M_1$ стержень гвинта знаходиться в складному напруженому стані. Еквівалентне нормальне напруження від розтягу та скручування

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_1 = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вн}}}$ -напруження розтягу, МПа;

$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d_{\text{вн}}^3}$ -дотичне напруження в гвинті від скручування, МПа.

Кількість витків різьби в гайці Z визначається з трьох умов:

а) з умови зношуваності різьби:

$$Q = \pi d_{\text{ср}} h q Z,$$

звідки кількість витків різьби

$$Z = \frac{Q}{\pi d_{\text{ср}} h q},$$

де q -допустимий питомий тиск (для сталевих гвинта та гайки $q=7...13$ МПа);

h -робоча висота профіля різьби;

б) з умови міцності на згинання, коли виток різьби можна розглядати як консольну балку навантажену рівномірно розподіленими силами (Рис.9.17). Кількість витків різьби в гайці знаходимо з умови міцності

$$\frac{Q}{z} \cdot \frac{c}{2} = \frac{\pi d b^2}{6} [\sigma], \quad \text{звідки} \quad Z = \frac{3Qc}{\pi d b^2 [\sigma]},$$

Для нотаток

де d -зовнішній діаметр різьби в гайці;

b -висота витка в небезпечному перерізі;

Z -кількість витків в гайці;

$[\sigma]$ -допускні напруження матеріалу гайки на згинання, МПа.

в) З умови міцності різьби на зріз кількість витків визначається

$$\frac{Q}{Z} = \pi db[\tau] \quad \text{звідки} \quad Z = \frac{Q}{\pi db[\tau]},$$

де $[\tau]$ -допускні напруження матеріалу гайки на зріз, МПа.

Таблиця 1. Основні розміри метричної різьби з крупним кроком, мм (ГОСТ 9150-59)

Діаметр різьби, мм			Крок різьби, мм S	Висота профіля, мм h
Зовнішній $d_{зв}$	Середній $d_{ср}$	Внутрішній $d_{вн}$		
6	5,350	4,918	1	0,541
7	6,350	5,918	1	0,541
8	7,188	6,647	1,25	0,676
9	8,188	7,647	1,25	0,676
10	9,026	8,376	1,5	0,812
11	10,026	9,376	1,75	0,812
12	10,863	10,106	1,75	0,947
14	12,701	11,835	2	1,082
16	14,701	13,835	2	1,082
18	16,376	15,294	2,5	1,353
20	18,376	17,294	2,5	1,353
22	20,376	19,294	2,5	1,353
24	22,051	20,752	3	1,624
27	27,051	23,752	3	1,624
30	27,727	26,211	3,5	1,894
33	30,727	29,211	3,5	1,894
36	33,402	31,670	4	2,165
39	36,402	34,670	4	2,165
42	39,077	37,129	4,5	2,435
45	42,077	40,129	4,5	2,435
48	44,752	42,587	5	2,706
52	48,752	46,587	5	2,706
56	52,428	50,046	5,5	2,977
60	56,428	54,046	5,5	2,977
64	60,103	57,505	6	3,247
68	64,103	61,505	6	3,247

З трьох розрахункових значень кількості витків вибирають найбільше для визначення висоти гайки. Висота гайки H визначається як добуток значень кількості витків Z та кроку різьби S : $H = ZS$.

Для нотаток

Зовнішній діаметр гайки D (товщина тіла гайки) визначається з умови міцності на розтяг від осьової сили Q та від скручуючого моменту, вплив якого визначається коефіцієнтом $\beta = 1,5$

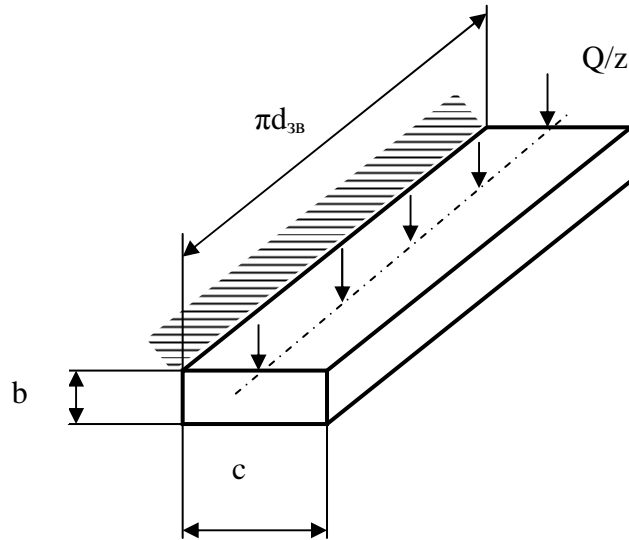


Рис. 9.17. Схема навантаження витка різьби гайки

$$\beta Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) [\sigma]_p$$

звідки

$$D = \sqrt{\frac{4\beta Q}{\pi[\sigma]_p} + d^2}.$$

Таким чином товщина тіла гайки $\Delta = \frac{D - d}{2}$.

Для виготовлення ходових гвинтів використовують якісні сталі 45, 50, 40Х, 65Г, 12ХН3А, 30ХГСА, які загартовують до твердості HRC50...55.

Навчальне видання

КАРПЕНКО Анатолій Степанович

**ТЕХНОЛОГІЧНА ОСНАСТКА
У ЗВАРЮВАЛЬНОМУ
ВИРОБНИЦТВІ**

Навчальний посібник

В авторській редакції

Коректор-Федірко А.Г.
Комп'ютерна верстка - Бондаренко Р.В.
Дизайн обкладинки – Зарицька У.М.

Підписано до друку 14.12.2005 р.
Формат 60x84/16. Папір офсетний. Друк офсетний. Гарнітура Arial.
Ум.друк.арк. 15,8. Обл.-вид. арк. 21,4.
Зам. № 814.

Видавництво «Арістей»

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції ДК № 1066 від 27.09.2002 р.

02105, м.Київ, вул.. Тампере, 13 Б
т/ф (+38044)451-44-66
(багатоканальний)

aristey@optima.com.ua (комерційний відділ),
aristey1@optima.com.ua (видавничий відділ),
www.aristey.kiev.ua