



**ДЕТАЛІ МАШИН.
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ.
Частина I**

**ДЕТАЛІ МАШИН.
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ.**

ЧАСТИНА I

Навчальний посібник

Кропивницький
Видавець Лисенко В.Ф.
2018

УДК 621.81(075.8)

Д38

Автори:

Невдаха Ю.А., Пирогов В.В., Невдаха А.Ю., Пукалов В.В.

Рецензенти:

Малащенко Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний університет “Львівська політехніка”, Інститут інженерної механіки та транспорту, завідувач кафедри технічної механіки та динаміки машин;

Сторожев Валентин Павлович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний морський університет, Навчально-науковий інститут морського флоту, професор кафедри технічного обслуговування та ремонту суден.

Д38

Деталі машин. Курсове проектування. Частина I: Навчальний посібник. – Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2018. – 252 с.

ISBN 978-617-7197-70-5

Викладені методи розрахунку механічних приводів та передач (пасових, ланцюгових, зубчастих, черв'ячних). Приведено основні теоретичні відомості та рекомендації необхідні для прийняття студентом виважених конструкторських рішень. Розглянуті приклади проектування механічних приводів та передач.

Для студентів механічних і машинобудівних спеціальностей вузів. Може бути корисний для аспірантів, наукових працівників та інженерів-конструкторів.

УДК 621.81(075.8)

*Друкуються за рішенням вченої ради
Центральноукраїнського національного технічного університету
протокол № 1 від 1 жовтня 2018 року*

ISBN 978-617-7197-70-5

© Ю.А. Невдаха, В.В. Пирогов,
А.Ю. Невдаха, В.В. Пукалов, 2018

© Видавець Лисенко В.Ф., 2018

UDC 621.81(075.8)

Д38

Authors:

Nevdakha Yu.A., Pirogov V.V., Nevdakha A.Yu., Pukalov V.V.

Reviewers:

Malashchenko Volodymyr Aleksandrovich – doctor of technical sciences, professor, Lviv polytechnic national university, Institute of engineering mechanics and transport, head of the department of technical mechanics and dynamics of machines;

Storozhev Valentin Pavlovich – doctor of technical sciences, professor, Odessa national maritime university, Educational and research institute of the navy, professor of the department of maintenance and repair of ships.

Д38

Machine elements. Course design. Part 1: Study guide. – Kropivnitskiy: publisher Lysenko V.F., 2018. – 252 p.

ISBN 978-617-7197-70-5

The methods for calculating mechanical drives and gears (belt, chain, gear, worm gear) are considered. The basic theoretical information and recommendations necessary for the student to make weighted design decisions are given. The examples of designing mechanical drives and gears are considered.

For students of mechanical and machine-building specialties. May be useful for post-graduate students, scientists and engineers-designers.

UDC 621.81(075.8)

*Published by the decision of the academic council
of Central ukrainian national technical university
the protocol No. 1 of October 1, 2018*

ISBN 978-617-7197-70-5

© Yu.A. Nevdakha, V.V. Pirogov,
A.Yu. Nevdakha, V.V. Pukalov, 2018
© Publisher Lysenko V.F., 2018

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	14
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ.....	16
1.1. ПРИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ.....	16
1.2. ОСНОВНІ СПІВВІДНОШЕННЯ В МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧАХ.....	18
1.3. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	20
1.4. ПРОЕКТНІ ТА ПЕРЕВІРОЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	22
1.5. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ.....	22
2. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ.....	23
2.1. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ ТА НОМІНАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ І ТИПУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	23
2.2. ОСНОВНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ РОЗПОДІЛУ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА І ЙОГО СТУПЕНЕЙ.....	26
2.3. МЕТОДИКА КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ.....	28
2.4. ПРИКЛАДИ КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ.....	29
2.4.1. Привод змішувача з циліндричним редуктором.....	29
2.4.2. Привод конвеєра з циліндричним редуктором.....	34
2.4.3. Привод конвеєра з циліндрично-конічним редуктором.....	38
2.4.4. Привод змішувача з черв'ячним редуктором.....	42
2.4.5. Привод змішувача з циліндрично-конічним редуктором.....	45
2.5. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ.....	50
3. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧ З ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ.....	51
3.1. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ.....	51
3.1.1. Основні теоретичні відомості.....	51
3.1.1.1. Особливості та класифікація пасових передач.....	51
3.1.1.2. Приводні паси.....	53
3.1.1.3. Конструкція та матеріали шківів пасових передач.....	57
3.1.1.4. Натяжні пристрої.....	60
3.1.1.5. Ковзання паса. Передаточне число.....	62
3.1.1.6. Сили у вітках та на валах пасової передачі.....	63
3.1.1.7. Напруження у вітках пасової передачі.....	65

3.1.1.8. Розрахунок основних геометричних параметрів пасової передачі	68
3.1.1.9. Розрахунок пасових передач на тягову здатність і довговічність	70
3.1.1.10. Методика розрахунку пасових передач	72
3.1.2. Приклади розрахунку пасових передач	78
3.1.2.1. Плоскопасова передача	78
3.1.2.2. Клинопасова передача	81
3.1.2.3. Поліклинопасова передача	86
3.1.2.4. Передача зубчастим пасом	90
3.1.2.5. Порівняльна характеристика пасових передач	92
3.2. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	93
3.2.1. Основні теоретичні відомості	93
3.2.1.1. Особливості та класифікація ланцюгових передач	93
3.2.1.2. Різновиди та будова ланцюгів	94
3.2.1.3. Зірочки ланцюгових передач	97
3.2.1.4. Натяжні пристрої	99
3.2.1.5. Сили у вітках та на валах ланцюгової передачі	100
3.2.1.6. Розрахунок основних геометричних та кінематичних параметрів ланцюгової передачі	101
3.2.1.7. Критерії роботоздатності ланцюгової передачі	103
3.2.1.8. Методика розрахунку ланцюгових передач	105
3.2.2. Приклад розрахунку роликової ланцюгової передачі	107
3.2.2.1. Проектний розрахунок	107
3.2.2.2. Перевірочний розрахунок	109
3.2.3. Приклад розрахунку зубчастої ланцюгової передачі	111
3.2.3.1. Проектний розрахунок	111
3.2.3.2. Перевірочний розрахунок	112
3.3. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	113
4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	115
4.1. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ	115
4.1.1. Особливості та класифікація зубчастих передач	115
4.1.2. Основні параметри евольвентного зачеплення	117
4.1.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач	121
4.1.4. Конструкції зубчастих коліс	123
4.1.5. Точність зубчастих передач	124

4.1.6. Матеріали та термообробка зубчастих коліс	125
4.1.7. Допустимі напруження	128
4.1.8. Змашування та ККД зубчастих передач.....	130
4.2. Циліндричні зубчасті передачі.....	131
4.2.1. Параметри прямо- та косозубих передач	131
4.2.1.1. Початковий контур зубчастих коліс	131
4.2.1.2. Розміри зубців та вінців зубчастих коліс	132
4.2.1.3. Коефіцієнти торцевого та осьового перекриття.....	134
4.2.2. Еквівалентне колесо.....	135
4.2.3. Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс	136
4.2.3.1. Прямозубі циліндричні колеса	136
4.2.3.2. Косозубі та шевронні циліндричні колеса	137
4.2.4. Коефіцієнти розподілу навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач.....	139
4.2.4.1. Розподіл навантаження між зубцями	139
4.2.4.2. Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців.....	139
4.2.4.3. Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих коліс	141
4.2.5. Методика розрахунку закритих прямозубих циліндричних передач	141
4.2.5.1. Проектний розрахунок.....	141
4.2.5.2. Перевірочні розрахунки.....	143
4.2.6. Методика розрахунку закритих косозубих циліндричних передач	146
4.2.6.1. Проектний розрахунок.....	146
4.2.6.2. Перевірочні розрахунки.....	146
4.2.7. Методика розрахунку відкритих прямозубих циліндричних передач	147
4.2.7.1. Проектний розрахунок.....	147
4.2.7.2. Перевірочні розрахунки.....	149
4.2.8. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі	149
4.3. Конічні зубчасті передачі	154
4.3.1. Особливості і види конічних передач	154
4.3.2. Основні параметри конічної передачі.....	156
4.3.2.1. Початковий контур зубчастих коліс	156
4.3.2.2. Розміри зубців та вінців зубчастих коліс	156
4.3.3. Еквівалентне колесо.....	158

4.3.4. Номінальні сили у зачепленні конічних коліс	159
4.3.4.1. Прямозубі конічні колеса	160
4.3.4.2. Конічні колеса з тангенційними або круговими зубцями	161
4.3.5. Коефіцієнти розподілу навантаження на зубці конічних зубчастих передач	161
4.3.5.1. Розподіл навантаження між зубцями	162
4.3.5.2. Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців	162
4.3.5.3. Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих коліс	162
4.3.6. Методика розрахунку закритих прямозубих конічних передач	164
4.3.6.1. Проектний розрахунок	164
4.3.6.2. Перевірочні розрахунки	165
4.3.7. Методика розрахунку закритих конічних передач з тангенційними або коловими зубцями	167
4.3.7.1. Проектний розрахунок	167
4.3.7.2. Перевірочні розрахунки	167
4.3.8. Методика розрахунку відкритих прямозубих конічних передач	167
4.3.8.1. Проектний розрахунок	167
4.3.8.2. Перевірочні розрахунки	169
4.3.9. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі	169
4.4. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ	173
5. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	175
5.1. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ	175
5.1.1. Параметри черв'ячної передачі	176
5.1.1.1. Особливості геометрії та розміри циліндричних черв'яків	176
5.1.1.2. Особливості геометрії та розміри черв'ячного колеса	179
5.1.1.3. Розміри черв'ячної передачі	181
5.1.2. Кінематика і точність виготовлення	181
5.1.3. Матеріали і конструкції деталей черв'ячних передач	183
5.1.4. Допустимі напруження	184
5.1.5. Номінальні сили у зачепленні черв'ячної передачі	187
5.1.6. Коефіцієнти розподілу навантаження в черв'ячній передачі	189
5.1.6.1. Розподіл навантаження по ширині зубців колеса	189

5.1.6.2. Динамічне навантаження у черв'ячному зачепленні.....	189
5.1.7. Розрахунок черв'яка на жорсткість.....	190
5.1.8. ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок.....	190
5.2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	193
5.2.1. Проектний розрахунок.....	193
5.2.2. Перевірочні розрахунки.....	195
5.3. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	196
5.4. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ.....	200
ДОДАТКИ.....	202
Додаток 1. До КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДІВ.....	202
Додаток 2. До РОЗРАХУНКУ ПЛОСКОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ.....	208
Додаток 3. До РОЗРАХУНКУ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ.....	211
Додаток 4. До РОЗРАХУНКУ ПОЛІКЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ.....	222
Додаток 5. До РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТО-ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ.....	225
Додаток 6. До РОЗРАХУНКУ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ.....	228
Додаток 7. До РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	236
Додаток 8. До РОЗРАХУНКУ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	240
Додаток 9. До РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	242
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ	
ЛІТЕРАТУРИ.....	251

CONTENTS

INTRODUCTION	14
1. GENERAL INFORMATION	
ABOUT MECHANICAL TRANSMISSIONS	16
1.1. GENERAL PURPOSE OF THE MECHANICAL TRANSMISSIONS AND THEIR CLASSIFICATION	16
1.2. BASIC RATIOS IN MECHANICAL TRANSMISSIONS	18
1.3. DESIGN PECULIARITIES OF MECHANICAL TRANSMISSIONS	20
1.4. DESIGN AND VERIFICATION CALCULATIONS	22
1.5. CONTROL QUESTIONS	22
2. KINEMATIC CALCULATION OF MECHANICAL DRIVES	23
2.1. DETERMINATION OF DESIGN AND NOMINAL POWER, AND TYPE OF ELECTRIC MOTOR	23
2.2. BASIC RECOMMENDATIONS ON THE DISTRIBUTION OF THE GEAR RATIO OF A MECHANICAL DRIVE AND ITS STAGES	26
2.3. METHOD OF THE KINEMATIC CALCULATION	28
2.4. EXAMPLES OF THE KINEMATIC CALCULATION	29
2.4.1. Drive of a mixer with a parallel-shaft reducer	29
2.4.2. Drive of a conveyer with a parallel-shaft reducer	34
2.4.3. Drive of a conveyer with a two-stage right-angle reducer	38
2.4.4. Drive of a mixer with a worm reducer	42
2.4.5. Drive of a mixer with a two-stage right-angle reducer	45
2.5. CONTROL QUESTIONS	50
3. CALCULATION OF MECHANICAL TRANSMISSIONS WITH FLEXIBLE COUPLING	51
3.1. BELT DRIVES	51
3.1.1. Basic theoretical information	51
3.1.1.1. Features and classification of belt drives	51
3.1.1.2. Belts	53
3.1.1.3. Design and materials of pulleys	57
3.1.1.4. Tensioning devices	60
3.1.1.5. Belt slip. Gear ratio	62

3.1.1.6. Forces in the branches and shafts of the belt drive	63
3.1.1.7. Tension in the branches of the belt drive	65
3.1.1.8. Calculation of the main geometric parameters of the belt drive	68
3.1.1.9. Calculation of belt drives for traction ability and durability	70
3.1.1.10. Method of calculation of the belt drives	72
3.1.2. Examples of calculation of the belt drives	78
3.1.2.1. Flat-belt drive	78
3.1.2.2. V-belt drive	81
3.1.2.3. Multiple vee-belt drive	86
3.1.2.4. Timing belt drive	90
3.1.2.5. Comparative characteristics of belt drive	92
3.2. CHAIN DRIVES	93
3.2.1. Basic theoretical information	93
3.2.1.1. Features and classification of chain drives	93
3.2.1.2. Types and structure of chains	94
3.2.1.3. Sprockets	97
3.2.1.4. Tensioning devices	99
3.2.1.5. Forces in the branches and shafts of the chain drive	100
3.2.1.6. Calculation of the main geometric and kinematic parameters of the chain drive	101
3.2.1.7. Criteria of the working capacity of the chain drive	103
3.2.1.8. Method of calculation of the chain drives	105
3.2.2. Example of calculation of the roller chain drive	107
3.2.2.1. Design calculation	107
3.2.2.2. Verification calculation	109
3.2.3. Example of calculation of silent chain drive	111
3.2.3.1. Design calculation	111
3.2.3.2. Verification calculation	112
3.3. CONTROL QUESTIONS	113
4. CALCULATION OF TOOTHED TRANSMISSIONS	115
4.1. BASIC THEORETICAL INFORMATION	115
4.1.1. Features and classification of toothed transmissions	115
4.1.2. Basic parameters of the involute tooth system	117
4.1.3. Correction of cylindrical gearing teeth	121

4.1.4. Design of gear wheels	123
4.1.5. Accuracy of gear wheels	124
4.1.6. Materials and heat treatment of gear wheels	125
4.1.7. Allowable tension	128
4.1.8. Grease and coefficient of efficiency of toothed transmissions	130
4.2. CYLINDRICAL GEARS	131
4.2.1. Parameters of spur and helical gears	131
4.2.1.1. Initial contour of gear wheels	131
4.2.1.2. Sizes of teeth and crowns of gear wheels	132
4.2.1.3. Coefficients of transverse contact and axial overlap	134
4.2.2. Equivalent wheel	135
4.2.3. Forces in gearing	136
4.2.3.1. Spur gear	136
4.2.3.2. Helical gear	137
4.2.4. Coefficients of load distribution on the teeth of bevel gears	139
4.2.4.1. Distribution of the load between the teeth	139
4.2.4.2. Distribution of the load across the width of the crowns	139
4.2.4.3. Dynamic load in gearing	141
4.2.5. Method of calculation of closed spur cylindrical gears	141
4.2.5.1. Design calculation	141
4.2.5.2. Verification calculation	143
4.2.6. Method of calculation of closed helical cylindrical gears	146
4.2.6.1. Design calculation	146
4.2.6.2. Verification calculation	146
4.2.7. Method of calculation of open spur cylindrical gears	147
4.2.7.1. Design calculation	147
4.2.7.2. Verification calculation	149
4.2.8. Example of calculation of cylindrical gear	149
4.3. BEVEL GEARS	154
4.3.1. Features and types of bevel gears	154
4.3.2. Basic parameters of bevel gear	156
4.3.2.1. Initial contour of gear wheels	156
4.3.2.2. Sizes of teeth and crowns of gear wheels	156
4.3.3. Equivalent wheel	158

4.3.4. Forces in gearing	159
4.3.4.1. Straight-tooth bevel gear	160
4.3.4.2. Helical or spiral bevel gear	161
4.3.5. Coefficients of load distribution on the teeth of bevel gears	161
4.3.5.1. Distribution of the load between the teeth	162
4.3.5.2. Distribution of the load across the width of the crowns	162
4.3.5.3. Dynamic load in gearing	162
4.3.6. Method of calculation of closed straight-tooth bevel gears	164
4.3.6.1. Design calculation	164
4.3.6.2. Verification calculation	165
4.3.7. Method of calculation of closed helical or spiral bevel gears	167
4.3.7.1. Design calculation	167
4.3.7.2. Verification calculation	167
4.3.8. Method of calculation of open straight-tooth bevel gears	167
4.3.8.1. Design calculation	167
4.3.8.2. Verification calculation	169
4.3.9. Example of calculation of bevel gear	169
4.4. CONTROL QUESTIONS	173
5. CALCULATION OF WORM GEARS	175
5.1. BASIC THEORETICAL INFORMATION	175
5.1.1. Parameters of the worm gear	176
5.1.1.1. Features of geometry and dimensions of cylindrical worms	176
5.1.1.2. Features of geometry and dimensions of the worm wheel	179
5.1.1.3. Dimensions of the worm gear	181
5.1.2. Kinematics and manufacturing precision	181
5.1.3. Materials and design of the parts of the worm gears	183
5.1.4. Allowable tension	184
5.1.5. Forces in gearing	187
5.1.6. Coefficients of load distribution in a worm gear	189
5.1.6.1. Distribution of load on the width of the wheel teeth	189
5.1.6.2. Dynamic load in a worm gear	189

5.1.7. Calculation of the worm for stiffness	190
5.1.8. Grease and coefficient of efficiency of the worm gear and its thermal calculation	190
5.2. METHOD OF CALCULATION OF WORM GEARS	193
5.2.1. Design calculation	193
5.2.2. Verification calculation	195
5.3. EXAMPLE OF CALCULATION OF WORM GEAR	196
5.4. CONTROL QUESTIONS	200
APPENDIX	202
APPENDIX 1. KINEMATIC CALCULATION OF THE DRIVES	202
APPENDIX 2. CALCULATION OF THE FLAT-BELT DRIVES	208
APPENDIX 3. CALCULATION OF THE V-BELT DRIVES	211
APPENDIX 4. CALCULATION OF THE MULTIPLE VEE-BELT DRIVES	222
APPENDIX 5. CALCULATION OF THE TIMING BELT DRIVES	225
APPENDIX 6. CALCULATION OF THE CHAIN DRIVES	228
APPENDIX 7. CALCULATION OF THE CYLINDRICAL GEARS	236
APPENDIX 8. CALCULATION OF THE BEVEL GEARS	240
APPENDIX 9. CALCULATION OF THE WORM GEARS	242
REFERENCES	251

Передмова

Машинобудування – основна галузь сучасної промислово розвинутої країни, що визначає рівень розвитку продуктивних сил суспільства і є вагомим фактором розвитку науки і техніки. Прогрес машинобудування зумовлюється досконалістю машин, які створюються. Тому сучасний інженер повинен не тільки вміти керувати складною технікою і успішно її використовувати, але і повинен оволодіти глибокими теоретичними знаннями та досвідом з розрахунку і конструювання нових машин, та удосконалення існуючих.

Навчальний посібник призначено для закріплення теоретичного матеріалу та полегшення самостійної роботи студентів під час виконання курсового проекту з дисципліни “Деталі машин”. Також його можна використовувати і для розв’язання задач, які виникають перед інженером на практиці при проектуванні або удосконаленні різноманітних приводів машин.

Важливо відмітити, що авторами ставилась задача за допомогою даного посібника ознайомити майбутніх інженерів-конструкторів з основними теоретичними і практичними аспектами проектування різних механічних передач, розвинути інженерне і технічне мислення, уміння та навички при проведенні конструкторських робіт, а також ознайомити з системою стандартів, які обов’язково використовуються при проведенні проектних розрахунків.

Структура посібника. В першій частині посібника викладаються основи кінематичного розрахунку приводів та розрахунку механічних передач. Посібник складається з п’яти розділів, додатків до них та списку використаної літератури.

У першому розділі розглянуто загальні відомості про механічні передачі, а саме: призначення, основні співвідношення та особливості проектування.

У другому розділі розглянуто кінематичний розрахунок приводів. Висвітлено питання визначення розрахункової та номінальної потужності і типу електродвигуна. Дані рекомендації по розподілу передаточного числа привода і його ступеней. Приведено методику і приклади кінематичного розрахунку приводів.

У третьому розділі розглянуто розрахунок передач з гнучким зв’язком, а саме: пасових з плоским, клиновим, поліклиновим та зубчастим пасом; ланцюгових з роликівим (втулковим) та зубчастим ланцюгом.

У четвертому розділі наведено розрахунок зубчастих передач: циліндричних з прямими та косими зубцями; конічних з прямими та тангенційними (коловими) зубцями.

У п'ятому розділі розглянуто розрахунок черв'ячних передач і їх тепловий розрахунок.

Співавторами розділів 1, 2, 3 є Невдаха Ю.А., Пирогов В.В., розділів 4, 5 – Невдаха Ю.А., Пирогов В.В., Невдаха А.Ю., Пукалов В.В. Формування додатків належить Пирогову В.В. та Невдасі А.Ю. Формування змісту та оформлення посібника належить Пирогову В.В.

Особливістю посібника є те, що в ньому, крім прикладів розрахунку різних механічних передач, приведено основні теоретичні відомості та рекомендації необхідні для прийняття студентом виважених конструкторських рішень. Окрім того, в кожному розділі приведено методику розрахунку механічних передач. Детальний порядок дій, при розрахунку тих чи інших механічних передач, можна використовувати як алгоритм для складання програм на ПЕОМ. Весь необхідний для розрахунків довідковий матеріал знаходиться у посібнику і розділений по відповідних темах.

У посібнику використана єдина система фізичних одиниць (СІ) з наступними відхиленнями, які допускаються державними стандартами (ДСТУ) при розрахунку деталей машин: розміри деталей машин виражаються у *мм*; сили в *Н*; крутні моменти в *Н·м*; потужність у *кВт*; лінійна швидкість у *м/с*; кутова швидкість у *рад/с*; механічне напруження у *МПа* або в *Н/мм²*. При переході від *кВт* до *Вт* та від *Н·м* до *Н·мм*, у формулах вводяться множники 10^3 . У ряді окремих формул даються відповідні зауваження по використанню тих чи інших одиниць вимірювання.

Автори глибоко вдячні д.т.н., проф. Малащенко В.О. та д.т.н., проф. Сторожеву В.П., а також колективу кафедри “Деталей машин та прикладної механіки” за надану допомогу та корисні зауваження під час підготовки посібника.

1. Загальні відомості про механічні передачі

1.1. Призначення механічних передач та їх класифікація

Більшість сучасних машин і приладів створюється по схемі: двигун – передача – робочий орган (виконавчий механізм) (рис. 1.1). Необхідність введення механічної передачі як проміжної ланки між двигуном і робочими органами машини пов'язана з вирішенням ряду задач. Наприклад, в автомобілях і в інших транспортних машинах вимагається змінювати величину швидкості і напрям руху, а на підйомах і при руханні з місця необхідно у декілька разів збільшити обертаючий момент на привідних колесах. Сам автомобільний двигун не може виконувати ці вимоги, оскільки він працює стійко тільки у вузькому діапазоні зміни величини обертаючого моменту і кутової швидкості. При виході за межі цього діапазону двигун зупиняється. Подібно автомобільному двигуну слабо регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електричних.



Рис. 1.1

В деяких випадках регулювання двигуна можливо, але недоцільно з економічних міркувань, оскільки за межами номінального режиму роботи ККД двигунів істотно знижується.

Отже, **механічною передачею** називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворенням параметрів руху.

Обертовий рух найпоширеніший у машинах і механізмах у порівнянні з іншими видами руху:

- існує можливість здійснення неперервного та рівномірного руху;

- невеликі втрати на тертя в спряженнях обертових деталей;

- порівняльна простота та компактність деталей, що забезпечують обертовий рух.

Потреба впровадження механічної передачі між двигуном та робочим органом машини, як складової частини привода диктується такими міркуваннями:

- для вибору оптимальної швидкості руху;

- для регулювання швидкості руху (збільшення або зменшення);

- для перетворення одного виду руху в інший (наприклад, обертального в поступальний, і навпаки);
- для зміни напрямку руху (реверсування);
- для зміни величини обертових моментів і сил руху;
- для передачі потужностей на відстань.

Отже, **основне призначення механічних передач** – це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Усі механічні передачі поділяють на дві основні групи (табл. 1.1):

- передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);
- передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

Таблиця 1.1. Основні групи та види механічних передач

Група передач	Передачі з безпосереднім дотиканням	Передачі з гнучким зв'язком
Передачі тертям	фрикційна 	пасова 
Передачі зачепленням	зубчаста черв'ячна гвинт-гайка 	ланцюгова 

У свою чергу, передачі тертям та передачі зачепленням можуть здійснюватись безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів передачі (фрикційні, зубчасті, черв'ячні) і за допомогою проміжної гнучкої ланки (пасу, ланцюга).

1.2. Основні співвідношення в механічних передачах

Розглянемо загальні співвідношення між деякими параметрами всіх механічних передач на прикладі зубчастої передачі (рис. 1.2).

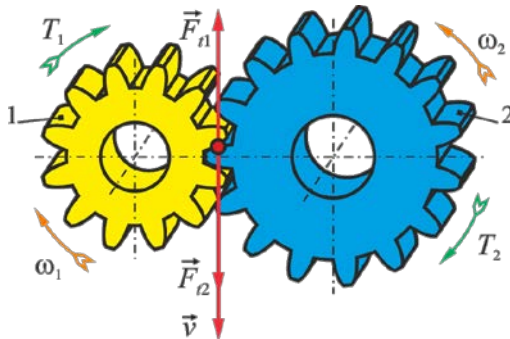


Рис. 1.2

Усі параметри механічної передачі, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

Основний кінематичний параметр механічної передачі – **передаточне число**

$$U = \omega_1 / \omega_2, \quad (1.1.1)$$

яке є відношенням кутової швидкості ω_1 ведучої ланки до кутової швидкості ω_2 веденої ланки передачі.

Енергетичними параметрами механічної передачі є **потужності** на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також **коефіцієнт корисної дії** (ККД), що визначається з співвідношення:

$$\eta = P_2 / P_1. \quad (1.1.2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічної передачі і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta). \quad (1.1.3)$$

Слід зазначити, що для розрахунку будь-якої механічної передачі достатньо знати параметри ω_1 і ω_2 та P_1 і P_2 .

Потужності P_i , Bm , та кутові швидкості ω_i , rad/c , визначають **обертові моменти** T_i , $H\cdot m$, на валах передачі:

– на ведучому валу

$$T_1 = P_1 / \omega_1; \quad (1.1.4)$$

– на веденому валу

$$T_2 = P_2 / \omega_2. \quad (1.1.5)$$

Враховуючи вирази (1.1.1), (1.1.2), (1.1.4) та (1.1.5), співвідношення між обертовими моментами на валах механічної передачі можна встановити за формулою:

$$T_2 / T_1 = U\eta \text{ або } T_2 = U\eta T_1. \quad (1.1.6)$$

Інколи швидкості обертання ланок механічної передачі задаються у вигляді частоти обертання n , $об/хв$. Зв'язок між кутовою швидкістю ω , rad/c , та частотою обертання n , $об/хв$, виражається співвідношенням:

$$\omega = \pi n / 30. \quad (1.1.7)$$

У розрахунках механічних передач зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок обертової ланки передачі, розміщених на відстані $0,5d_1$ або $0,5d_2$ від осі обертання (рис. 1.2):

$$v = 0,5\omega_1 d_1 = 0,5\omega_2 d_2. \quad (1.1.8)$$

Колова сила F_{ti} – це сила, що діє на ланку передачі, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання (рис. 1.2):

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1, \quad F_{t2} = 2T_2 / d_2. \quad (1.1.9)$$

Потужність P , kBm , що витрачається на рух ланки передачі із швидкістю v , m/c , у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F , H , визначають за формулою:

$$P = Fv \cdot 10^{-3}. \quad (1.1.10)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених ступеней механічних передач 1–4 (рис. 1.3). В цьому випадку матимуть місце наступні співвідношення для кутових швидкостей в механічній передачі:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1}, \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{\omega_1}{U_1 U_2}, \quad \omega_4 = \frac{\omega_3}{U_3} = \frac{\omega_1}{U_1 U_2 U_3}.$$

Загальне передаточне число $U_{заг}$ розглядуваного привода визначається за формулою:

$$U_{заг} = \omega_1 / \omega_4 = U_1 U_2 U_3.$$

Отже, загальне передаточне число будь-якого привода дорівнює добутку передаточних чисел його окремих ступеней:

$$U_{заг} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = U_1 U_2 \cdot \dots \cdot U_{n-1}. \quad (1.1.11)$$

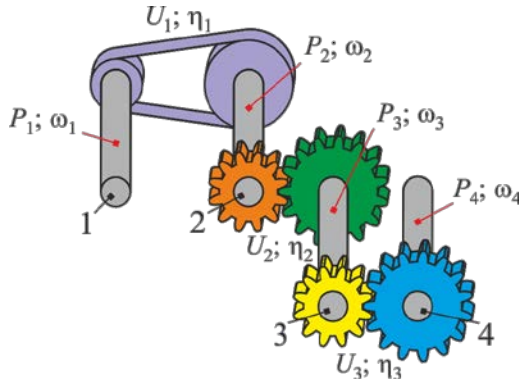


Рис. 1.3

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 1.3):

$$P_2 = P_1 \eta_1, \quad P_3 = P_2 \eta_2 = P_1 \eta_1 \eta_2, \quad P_4 = P_3 \eta_3 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

ККД приводного механізму визначається за формулою:

$$\eta_{заг} = P_4 / P_1 = \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

Отже, загальний ККД будь-якого привода дорівнює добутку ККД його окремих ступеней:

$$\eta_{заг} = \frac{P_n}{P_1} = \eta_1 \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{n-1}. \quad (1.1.12)$$

Тут у формулі (1.1.12) наближене значення ККД окремих ланок кінематичного ланцюга наведені в додатку 1, табл. 1.

1.3. Особливості проектування механічних передач

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними або змінними в часі. Як постійні, так і змінні навантаження спричиняють у деталях механічних передач циклічно змінні напруження, що обумовлені, наприклад, періодичним входом у зачеплення зубців зубчастих передач або зміною положення паса на шківах у пасових передачах. Рівень циклічно змінних напружень залишається постійним при постійному зовнішньому навантаженні, але змінюється у разі змінного зовнішнього навантаження.

Змінний режим навантаження можна замінити еквівалентним постійним режимом. При цьому за номінальне навантаження $T = T_{ном}$ (або $F = F_{ном}$) беруть максимальне довгочасно діюче навантаження, число циклів появи якого не менше від $5 \cdot 10^4$ за строк служби машини чи її деталі. Максимальні навантаження T_{max} (або F_{max}) із числом циклів появи менше від $5 \cdot 10^4$ вважають короткочасно діючими і беруть тільки у розрахунках деталей на статичну міцність при перевантаженнях.

Вибір номінального навантаження залежить від призначення приводного механізму:

а) якщо привод проектують для роботи із заданим режимом навантаження, то це навантаження беруть за номінальне розрахункове для передач цього привода. Приводні двигуни, що використовуються у такому випадку, можуть мати потужність, яка відповідає даному номінальному навантаженню, або може бути дещо більшою від потрібної (двигун буде недовантажений);

б) якщо проектують механічну передачу без конкретних вказівок її призначення, але з відомим режимом навантаження, то треба мати на увазі, що споживач може завантажити передачу на повну потужність використаного у приводі двигуна. У цьому разі, розрахунок передачі слід виконувати за номінальним обертовим моментом, що дістають із номінальної потужності двигуна;

в) у разі проектування передачі з невідомим режимом навантаження, але із заданим номінальним навантаженням (наприклад, редуктори загального призначення) у розрахунках слід брати найважчий для передачі режим – режим з постійним навантаженням.

Максимальні навантаження T_{max} у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перебільшувати номінальні розрахункові навантаження. В основному вони залежать від характеру робочого процесу в машинах. У розрахунках механічних передач максимальне навантаження беруть таким:

$$T_{max} = Tk_n,$$

де k_n – коефіцієнт короткочасного перевантаження, що беруть за рекомендаціями на основі досвіду експлуатації конкретних машин.

Якщо рекомендації щодо вибору k_n відсутні, а у приводних пристроях використовують асинхронні електродвигуни, то значення коефіцієнта перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах електродвигунів.

1.4. Проектні та перевірочні розрахунки

Проектним (попереднім) розрахунком називають визначення розмірів деталей чи їхніх елементів за потрібними критеріями працездатності (міцності, жорсткості, зносостійкості та ін.). Цей вид розрахунку виконують в тих випадках, коли розміри конструкції наперед невідомі.

Перевірочним (уточнюючим) розрахунком називають визначення фактичних характеристик головного критерію працездатності деталі та порівняння їх з допустимими значеннями. При перевірочному розрахунку визначають фактичні напруження та коефіцієнти запасу міцності, дійсні деформації деталей, температуру та ін. Даний вид розрахунку виконують в тих випадках, коли форма та розміри деталі відомі з проектного розрахунку або прийняті конструктивно.

Слід зазначити, що розрахунки та конструювання тісно пов'язані між собою. **Конструюванням** називається творчий процес створення механізму або машини на основі проектних та перевірочних розрахунків. Серед різноманітних варіантів обирають оптимальну конструкцію, яка забезпечуватиме задані характеристики машини при найменшій вартості її виготовлення та експлуатації.

Конструювання потребує всебічного аналізу інформації, яка відображає досвід експлуатації машин даного типу, врахування специфічних факторів та параметрів створюваної машини, а також всіх вимог сучасного машинобудування.

1.5. Контрольні запитання

1. Що називають механічною передачею?
2. Яке основне призначення механічних передач?
3. Чому обертальний рух найбільш поширений в механізмах і машинах?
4. Назвіть основні групи механічних передач та наведіть їх приклади.
5. Що називають передаточним числом механічної передачі та як воно визначається?
6. Як визначається ККД механічної передачі та що він характеризує?
7. Як визначаються обертові моменти на валах механічної передачі?
8. Як визначається загальне передаточне число та загальний ККД довільного механічного привода?
9. В чому полягають особливості проектування механічних передач?
10. Що називають проектним та перевірочним розрахунком? В яких випадках їх виконують?

2. Кінематичний розрахунок механічних приводів

2.1. Визначення розрахункової та номінальної потужності і типу електродвигуна

Правильний вибір потужності двигуна має велике значення: двигун недостатньої потужності перегрівається і передчасно виходить із ладу (перевантаження двигуна на 25% зменшує строк служби з 20 р. до кількох місяців, а перевантаження на 50% – до кількох годин); застосування двигуна завищеної потужності економічно недоцільно.

Крім того, кожному значенню номінальної потужності двигуна $P_{дв.н}$ відповідає не один, а декілька типів двигунів з різними частотами обертання (750, 1000, 1500, 3000 *об/хв*). Тут необхідно мати на увазі те, що з підвищенням частоти обертання, маса, габарити та вартість двигуна зменшується, при цьому одночасно зменшується і ресурс його роботи. Із зменшенням частоти обертання, навпаки, збільшується маса, габарити та вартість двигуна, але ресурс роботи збільшується.

Вибір оптимального типу електродвигуна залежить від типів передач, які входять у привод, кінематичних характеристик робочої машини, і виконується після визначення загального передаточного числа привода і його ступеней.

Зважаючи на особливості роботи електропривода різних машин (змінне навантаження, періодичне вмикання або вимикання, тривалість перерв у роботі) **електродвигун повинен задовольняти таким основним вимогам:**

а) пусковий момент повинен бути достатнім для забезпечення розгону машини з певним прискоренням, при цьому потужність електродвигуна не повинна бути надзвичайно великою (значні прискорення негативно впливають на роботу машини в цілому);

б) при роботі машини в режимі періодичних вмикань чи вимикань протягом необмеженого часу двигун не повинен перегріватись.

Розглянемо деякі **режими роботи електродвигуна** і відповідну їм перевірку на перевантаження.

Довгочасний режим роботи характеризується тривалою роботою, при якій температура нагрівання двигуна досягає усталеного значення. У цьому випадку **розрахункова потужність електродвигуна** визначається за формулою:

$$P_{дв.р} = P_B / \eta_{заг}, \text{ кВт}, \quad (2.1.1)$$

де P_B – потужність на вихідному валу привода, *кВт*.

Якщо потужність P_B не задається, то вона може бути визначена:

а) по крутному моменту T_B , $H\cdot m$, і кутовій швидкості ω_B , rad/c , на вихідному валу:

$$P_B = \frac{T_B \cdot \omega_B}{1000}, \text{ кВт}; \quad (2.1.2)$$

б) по крутному моменту T_B , $H\cdot m$, і частоті обертання n_B , $об/хв$, на вихідному валу:

$$P_B = \frac{T_B \cdot n_B}{9550}, \text{ кВт}; \quad (2.1.3)$$

в) по тяговому зусиллю F_{tB} , H , на виході і швидкості v , $м/с$, робочого органу машини:

$$P_B = \frac{F_{tB} \cdot v}{1000}, \text{ кВт}. \quad (2.1.4)$$

Знаючи $P_{дв.р}$, за каталогом (див. додаток 1, табл. 2 та табл. 3) обираємо **номінальну потужність електродвигуна** $P_{дв.н}$ при якій:

$$P_{дв.н} \geq P_{дв.р}. \quad (2.1.5)$$

При виконанні умови (2.1.5) нагрівання не буде спричинювати передчасний вихід електродвигуна з ладу.

Короткочасний режим роботи характеризується загальною тривалістю роботи двигуна під навантаженням $10 \text{ хв} < t_T < 60 \text{ хв}$. За такий час двигун не нагрівається до усталеної температури. Тривалість кожної перерви, між окремими періодами навантаження, достатня для вирівнювання температури двигуна з температурою навколишнього середовища. Розрахункова і номінальна потужності електродвигуна визначаються так само, як і при довгочасному режимі роботи.

Перевірка електродвигуна на перевантаження має на меті запобігання його зупинці під час різкого збільшення зовнішнього навантаження або випадкового зменшення напруги в електромережі.

Перевантаження електродвигуна і його зупинка не відбудуться, якщо виконується умова:

$$T_{дв.маx} > T_{р.маx}. \quad (2.1.6)$$

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{дв.маx} = 0,81 T_{ном} k_T. \quad (2.1.7)$$

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{р.маx} = T_{нр.маx} / (U_{заг} \eta_{заг}). \quad (2.1.8)$$

У формулах (2.1.7) і (2.1.8) маємо $T_{ном} = P_{\text{дв.н}} / \omega_{\text{дв.н}}$ – обертовий момент на валу двигуна при номінальній його кутовій швидкості $\omega_{\text{дв.н}}$; $k_T = T_{\text{max}} / T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження за каталогом для вибраного електродвигуна; $T_{np\text{max}}$ – максимальний обертовий момент на приводному валу робочого органу машини ($T_{np\text{max}} = k_n T_{np}$, де k_n – коефіцієнт перевантаження привода (якщо k_n не заданий, то можна прийняти $k_n = k_T$), T_{np} – обертовий момент на приводному валу робочого органу машини).

Якщо умова (2.1.6) не виконується, то розрахункову потужність електродвигуна визначають за формулою:

$$P_{\text{дв.р}} = \frac{T_{np\text{max}} \omega_{np}}{0,81 k_T \eta_{заг}}, \text{ кВт}, \quad (2.1.9)$$

де ω_{np} – кутова швидкість приводного валу робочого органу машини.

Вибір типу електродвигуна пов'язаний із характером і режимом роботи привода. Якщо пуск у дію машини здійснюється без навантаження, режими роботи машини короткочасні або довгочасні, а вимоги до енергетичних показників привода невисокі, то доцільно вибрати порівняно дешевші, прості в обслуговуванні і надійні у роботі асинхронні двигуни з короткозамкнутим ротором основного виконання (серія 4А). Такі двигуни застосовують у приводах металорізальних верстатів, конвейерів, механізмів пересування кранів тощо.

Електродвигуни з підвищеним пусковим моментом (серія 4АР) призначені для приводів машин, що відрізняються порівняно високими статичними та інерційними навантаженнями в моменти пуску і порівняно стабільним навантаженням при номінальній частоті обертання.

Електродвигуни з підвищеним ковзанням (серія 4АС) використовують у приводах машин, що характеризуються великими приводними масами, ударним і пульсуючим характером навантаження, високою частотою пусків і реверсів, наприклад для молотів, пресів, ножиць для різання металу, вантажних лебідок тощо.

Трифазні асинхронні електродвигуни з фазним ротором (серія МТФ і МТН) мають більшу масу, габаритні розміри і вартість, проте втрати енергії в обмотках при перехідних процесах менші, ніж у двигунів із короткозамкнутим ротором. Тому, їх раціонально використовувати при високонапружених режимах роботи приводів машин (вантажопідйомних кранів, металургійного устаткування та ін.). Такі двигуни вмикаються в електромережу і керуються реостатами (контролерами), що дає змогу здійснювати плавний розгін машини.

2.2. Основні рекомендації розподілу передаточного числа механічного привода і його ступеней

При проектуванні багатоступінчатих редукторів від вірної розбивки загального передаточного числа механічного привода залежить маса і габарити редуктора, раціональність змащування і компоновки елементів редуктора в корпусі і т. д.

Розбивка передаточного числа здійснюється за умови виконання різних вимог:

- рівномірності швидкохідної і тихохідної ступеней;
- однакового занурення ступеней редуктора в мастило;
- мінімальних габаритів редуктора;
- мінімальної маси і т.д.

В редукторах, які розробляються в курсовому проекті, розбивка передаточного числа проводиться за умови рівномірності зубчастих коліс і їх однакового занурення в мастильну ванну.

Відповідно до ДСТУ 25301–95 передаточні числа редукторів повинні змінюватись в певних межах (табл. 2.1). Номінальні значення передаточних чисел U повинні обиратися з рядів приведених у додатку 1, табл. 4. Для окремих механічних передач необхідно дотримуватись передаточних чисел приведених у додатку 1, табл. 5.

Таблиця 2.1. Межі зміни передаточних чисел редукторів

Тип редуктора	Рекомендовані межі зміни передаточних чисел U
Одноступінчастий	1 ... 8
Двохступінчастий	6,3 ... 50
Трьохступінчастий	25 ... 250
Багатоступінчастий	125 ... 16000

Загальне передаточне число привода, для обраного варіанту електродвигуна, визначають за формулою:

$$U_{заг} = n_{дв.н} / n_B, \quad (2.2.1)$$

де $n_{дв.н}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

Передаточне число окремих ступеней привода визначають за формулою:

$$U_{заг} = U_{zn} U_{вн}. \quad (2.2.2)$$

Тут в (2.2.2)

$$U_{zn} = U_{zn1} U_{zn2} \dots U_{zn m} \quad (2.2.3)$$

– передаточне число закритої передачі (визначається як добуток передаточних чисел окремих закритих передач);

$$U_{en} = U_{en1} U_{en2} \dots U_{enk} \quad (2.2.4)$$

– передаточне число відкритої передачі (визначається як добуток передаточних чисел окремих відкритих передач).

При застосуванні формули (2.2.2) можливі такі **варіанти розподілу загального передаточного числа механічного привода** U_{zag} :

а) залишають фіксованим передаточне число закритої передачі U_{zn} , змінюючи передаточне число відкритої передачі U_{en} або її окремих ступеней:

$$U_{en} = U_{zag} / U_{zn}; \quad (2.2.5)$$

б) залишають фіксованим передаточне число відкритої передачі U_{en} , змінюючи передаточне число закритої передачі U_{zn} або її окремих ступеней:

$$U_{zn} = U_{zag} / U_{en}. \quad (2.2.6)$$

Зауваження 1. В якості закритих передач будемо розглядати редуктори і окремі закриті механічні передачі, а в якості відкритих – відкриті передачі з гнучким зв'язком та відкриті зубчасті передачі.

Зауваження 2. Для того, щоб передача була компактною, необхідно дотримуватись деяких середніх значень передаточних чисел, по можливості не доводячи їх до граничних або найбільших допустимих. Наприклад, відповідно до ДСТУ 25301–95 одноступінчастий редуктор може мати максимальне передаточне відношення $U_p=8$, але при цьому він буде мати значно більші габарити ніж двохступінчастий редуктор з тим самим передаточним числом.

Для певних типів редукторів при розподілі передаточних чисел їх окремих ступеней слід дотримуватись наступних рекомендацій:

а) в двохступінчастих циліндричних редукторах передаточне число швидкохідної або першої ступені:

$$U_1 = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{U_p}, \text{ причому } U_1 > U_2; \quad (2.2.7)$$

б) в двоступінчастих конічно-циліндричних редукторах передаточне число тихохідної (циліндричної) або другої ступені:

$$U_2 = 1,1 \sqrt{U_p}, \text{ причому } U_2 > U_1; \quad (2.2.8)$$

в) передаточні числа циліндричної пари комбінованих редукторів:
– черв'ячно-циліндричних $U_2 = 3,15 \dots 5$;
– циліндрично-черв'ячних $U_1 = 1,6 \dots 3,15$.

Тут в (2.2.7) та (2.2.8) U_p – передаточне число редуктора.

Слід зазначити, що універсальних рекомендацій розбивки передаточних чисел не існує, тому питання розбивки передаточних чисел слід розглядати як конкретну задачу для конкретного випадку.

2.3. Методика кінематичного розрахунку

Методика кінематичного розрахунку механічних приводів складається з таких основних етапів.

1. Визначаємо потужність P_B , кВт, та частоту обертання вихідного вала робочої машини n_B , об/хв (при необхідності). Потужність P_B визначаємо за методикою описаною в п.п. 2.1.

Для стрічкових конвеєрів, вантажопідйомних та ін. машин:

$$n_B = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi D}, \text{ об/хв}, \quad (2.3.1)$$

де v – швидкість тягового органу робочої машини, м/с;

D – діаметр барабана, мм.

Для ланцюгових конвеєрів:

$$n_B = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{z p}, \text{ об/хв}, \quad (2.3.2)$$

де v – швидкість конвеєра, м/с;

z – число зубців зірочки;

p – крок ланцюга, мм.

2. Визначаємо загальний ККД привода, а також визначаємо розрахункову та номінальну потужність електродвигуна за методикою описаною в п.п. 1.2 та 2.1.

3. Визначаємо межі зміни загального передаточного числа привода та частоти обертання електродвигуна:

$$U_{заг \min} = U_{1 \min} U_{2 \min} \cdots U_{j \min},$$

$$U_{заг \max} = U_{1 \max} U_{2 \max} \cdots U_{j \max}; \quad (2.3.3)$$

$$n_{\partial в \min} = n_B U_{заг \min}, \quad n_{\partial в \max} = n_B U_{заг \max}. \quad (2.3.4)$$

Тут в (2.2.5) $U_{j \min}$, $U_{j \max}$ – відповідно мінімальне та максимальне передаточне число окремої механічної передачі (знаходимо з додатку 1, табл. 5); $U_{заг \min}$, $U_{заг \max}$ – відповідно мінімальне та максимальне передаточне число привода.

4. Обираємо електродвигуни при обраній номінальній потужності, які задовольняють умову:

$$n_{\partial в \min} < n_{\partial в, n i} < n_{\partial в \max}, \quad / i = \overline{1, 4} / , \quad (2.3.5)$$

де $n_{\partial в, n i}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней за методикою описаною в п.п. 2.2.

6. Проводимо аналіз та обираємо відповідний електродвигун і оптимальний варіант передаточних чисел передачі користуючись рекомендаціями п.п. 2.1 та п.п. 2.2. Додатково перевіряємо електродвигун на перевантаження (див. п.п. 2.1). Якщо перевірка не виконується, то обираємо електродвигун дещо більшої за каталогом потужності і повторюємо розрахунки.

7. Визначаємо кінематичні, енергетичні та силові параметри на валах привода за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30},$$

$$P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_n, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1, k} / , \quad (2.3.6)$$

де n_i – частота обертання на i -му валу привода, *об/хв* (кінематичний параметр);

ω_i – кутова швидкість обертання на i -му валу привода, *рад/с* (кінематичний параметр);

P_i – потужність на i -му валу привода, *кВт* (енергетичний параметр);

η_i – ККД i -ої механічної передачі (енергетичний параметр);

η_n – ККД відповідного типу підшипника (енергетичний параметр);

T_i – обертовий момент на відповідному валу привода, *Н·м* (силовий параметр).

2.4. Приклади кінематичного розрахунку

2.4.1. Привод змішувача з циліндричним редуктором

Вихідні дані для розрахунку розглядуваного привода (рис. 2.1):

– крутний момент на вихідному валу привода: $T_B = 250$ *Н·м*;

– частота обертання вихідного вала привода: $n_B = 25$ *об/хв*;

– коефіцієнт перевантаження привода: $k_n = T_{B\max} / T_B \leq 1,8$.

1. Визначаємо потужність та кутову швидкість на вихідному (п'ятому) валу привода:

$$P_B = P_5 = \frac{T_B n_B}{9550} = \frac{250 \cdot 25}{9550} = 0,654 \text{ кВт};$$

$$\omega_B = \omega_5 = \frac{\pi n_B}{30} = \frac{3,14 \cdot 25}{30} \approx 2,618 \text{ рад/с}.$$

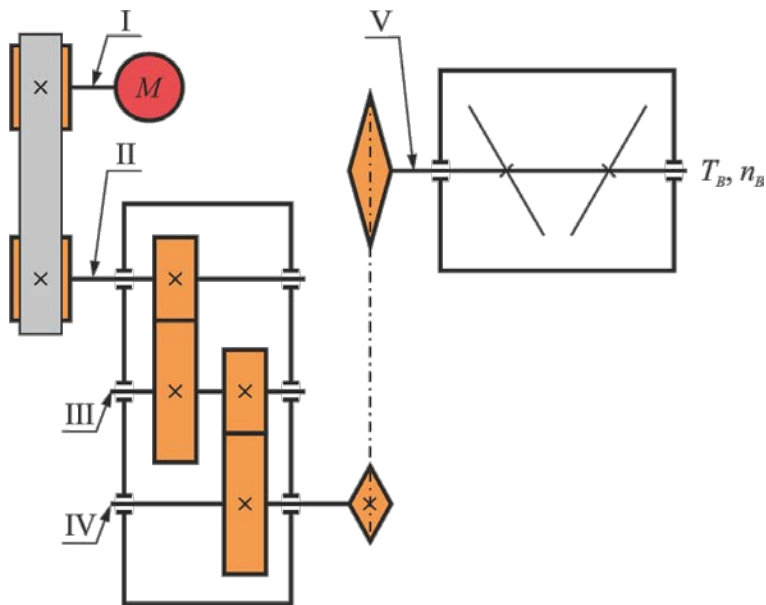


Рис. 2.1

2. Визначасмо загальний ККД привода, розрахункову та номінальну потужність електродвигуна. Приймаємо такі значення ККД окремих передач привода (додаток 1, табл. 1):

- $\eta_{\text{плп}} = 0,94$ – ККД плоскопасової передачі;
- $\eta_{\text{цп}} = 0,97$ – ККД циліндричної передачі;
- $\eta_{\text{лн}} = 0,92$ – ККД ланцюгової відкритої передачі;
- $\eta_{\text{пнк}} = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення.

Загальний ККД привода визначається за такою формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{плп}} \eta_{\text{цп}}^2 \eta_{\text{лн}} \eta_{\text{пнк}}^4 = 0,94 \cdot 0,97^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 \approx 0,782.$$

Визначасмо розрахункову потужність електродвигуна:

$$P_{\text{дв.р}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{0,654}{0,782} \approx 0,836 \text{ кВт}.$$

Номінальна потужність електродвигуна згідно з додатком 1, табл. 2, становитиме: $P_{\text{дв.н}} = 1,1 \text{ кВт}$. Умова $P_{\text{дв.н}} \geq P_{\text{дв.р}}$ виконується.

3. Визначасмо межі зміни передаточного числа привода та частоти обертання електродвигуна.

Згідно з додатком 1, табл. 5, межі зміни передач приводу наступні:

- плоскопасова передача – $U_{nnn} = 1,6 \dots 4$;
- зубчата закрита циліндрична передача – $U_{yn} = 2 \dots 6,3$;
- ланцюгова передача – $U_{ln} = 2 \dots 6,3$.

Загальне мінімальне передаточне число привода:

$$U_{zag \min} = U_{nnn \min} U_{yn \min}^2 U_{ln \min} = 1,6 \cdot 2^2 \cdot 2 = 12,8.$$

Загальне максимальне передаточне число привода:

$$U_{zag \max} = U_{nnn \max} U_{yn \max}^2 U_{ln \max} = 4 \cdot 6,3^2 \cdot 6,3 \approx 1000,2.$$

Мінімальна частота обертів двигуна:

$$n_{\partial v \min} = n_B U_{zag \min} = 25 \cdot 12,8 = 320 \text{ об/хв.}$$

Максимальна частота обертів двигуна:

$$n_{\partial v \max} = n_B U_{zag \max} = 25 \cdot 1000,2 = 25005 \text{ об/хв.}$$

4. Обираємо електродвигуни потужністю $P_{\partial v, n} = 1,1 \text{ кВт}$, які задовольняють умову:

$$n_{\partial v \min} < n_{\partial v, n \ i} < n_{\partial v \max}, \quad / i = \overline{1, 4} /.$$

Використовуємо дані додатку 1, табл. 2 та табл. 3. Варіанти обраних електродвигунів представимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Варіант	Тип двигуна	$P_{\partial v, n}$, кВт	Частота обертання номінальна $n_{\partial v, n}$, об/хв	Маса, кг
1	4A71B2Y3	1,1	2810	15,1
2	4A80A4Y3		1420	17,5
3	4A80B6Y3		920	20
4	4A90LB8Y3		700	28,7

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней для всіх прийнятних варіантів обраних електродвигунів за методикою описаною в п.п. 2.2. При цьому фіксованим приймаємо передаточне число закритої передачі або редуктора:

$$U_{zn} = U_p = U_{yn1} U_{yn2} = 2,8 \cdot 2,5 = 7,$$

де $U_{yn1} = 2,8$ – передаточне число циліндричної передачі першої ступені редуктора;

$U_{yn2} = 2,5$ – передаточне число циліндричної передачі другої ступені редуктора.

Передаточне число відкритої передачі визначаємо за формулою:

$$U_{en} = U_{nnn} U_{ln} = U_{nnn} \cdot 2,8,$$

де U_{nni} – передаточне число плоскопасової передачі (змінюємо);
 $U_{ln} = 2,8$ – передаточне число ланцюгової передачі (фіксоване).
 Результати представимо в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Передаточне число		Варіанти передаточних чисел									
		$i = 1$		$i = 2$		$i = 3$		$i = 4$			
Загальне привода		$U_{заг i}$		112,4		56,8		36,8		28	
Відк. пер.	$U_{вн i}$	U_{nni}	16,05	5,735	8,114	2,898	5,257	1,878	4	1,43	
		U_{ln}		2,8				2,8			2,8
Закр. пер.	$U_{зн i}$	$U_{цн1}$	7	2,8	7	2,8	7	2,8	7	2,8	
		$U_{цн2}$				2,5				2,5	

6. Проводимо аналіз, з огляду на рекомендації п.п. 2.1 та 2.2:

а) перший варіант ($U_{заг1} = 112,4$; $n_{об.н1} = 2810$ об/хв) має певні недоліки через велике загальне передаточне число привода і, зокрема, плоскопасової передачі (передаточне число плоскопасової передачі виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5));

б) другий варіант ($U_{заг2} = 56,8$; $n_{об.н2} = 1420$ об/хв) більш прийнятний, так як загальне передаточне число привода менше в 2 рази у порівнянні з першим варіантом. Крім того, передаточне число плоскопасової передачі не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5), а електродвигун, зважаючи на незначне збільшення маси та вартості, матиме більший ресурс роботи (число обертів вала двигуна менше в 2 рази);

в) третій варіант ($U_{заг3} = 36,8$; $n_{об.н3} = 920$ об/хв) також є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше, а ресурс роботи двигуна більше, відповідно у 1,5 та 3 рази у порівнянні з другим та першим варіантом. Передаточне число плоскопасової передачі також не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5). Але недоліком даного варіанту є те, що електродвигун масивніший та дорожчий за попередні два варіанти;

г) четвертий варіант ($U_{заг4} = 28$; $n_{об.н4} = 700$ об/хв) не рекомендується для приводів загального призначення, через значну масу та вартість електродвигуна.

Серед розглянутих варіантів найбільш прийнятними є другий та третій варіант. Якщо ключовим є питання вартості привода, то кращим є другий варіант, а якщо ключовим є питання підвищеної надійності та довговічності привода в цілому – то третій варіант.

Обираємо третій варіант і приймаємо електродвигун 4А80В6У3 з параметрами привода:

$$P_{\text{дв.н}} = 1,1 \text{ кВт}; n_1 = n_{\text{дв.н}} = 920 \text{ об/хв}; U_{\text{заг}} = 36,8;$$

$$U_1 = U_{\text{ннн}} = 1,878; U_2 = U_{\text{цн1}} = 2,8; U_3 = U_{\text{цн2}} = 2,5; U_4 = U_{\text{лн}} = 2,8;$$

$$\eta_1 = \eta_{\text{нн}} = 0,94; \eta_2 = \eta_3 = \eta_{\text{цн}} = 0,97; \eta_4 = \eta_{\text{лн}} = 0,92.$$

Виконаємо перевірку електродвигуна на перевантаження.

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{\text{дв.макс}} = 0,81 \frac{30P_{\text{дв.н}}}{\pi n_{\text{дв.н}}} k_T = 0,81 \frac{30 \cdot 1,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 920} 2 = 18,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_T = 2$ (див. додаток 1, табл. 2).

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{p \text{ макс}} = \frac{k_n T_B}{U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}}} = \frac{1,8 \cdot 250}{36,8 \cdot 0,782} \approx 15,64 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова $T_{\text{дв.макс}} > T_{p \text{ макс}}$ на перевантаження виконується.

7. Визначаємо частоту обертання, кутові швидкості, потужність та крутні моменти на валах привода за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \quad P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_{\text{ннк}}, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Отримані результати заносимо до табл. 2.4 (значення в дужках отримані для номінальної потужності вибраного електродвигуна).

Таблиця 2.4

Вал	Параметри			
	$n, \text{ об/хв}$	$\omega, \text{ рад/с}$	$P, \text{ кВт}$	$T, \text{ Н}\cdot\text{м}$
1	920	96,3	0,836 (1,1)	8,68 (11,42)
2	490	51,3	0,778 (1,024)	15,16 (19,96)
3	175	18,3	0,747 (0,983)	40,82 (53,71)
4	70	7,33	0,717 (0,944)	97,82 (128,78)
5	25	2,618	0,654 (0,86)	250 (328,5)

Перевіряємо кінематичний розрахунок привода:

$$T_5 = T_1 U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}} = 8,68 \cdot 36,8 \cdot 0,782 \approx 250 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4.2. Привод конвеєра з циліндричним редуктором

Вихідні дані для розрахунку розглядуваного привода (рис. 2.2):

- крутний момент на вихідному валу привода: $T_B = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- кутова швидкість на вихідному валу привода: $\omega_B = 4 \text{ рад/с}$;
- коефіцієнт перевантаження привода: $k_n = T_{B\text{max}} / T_B \leq 2$.

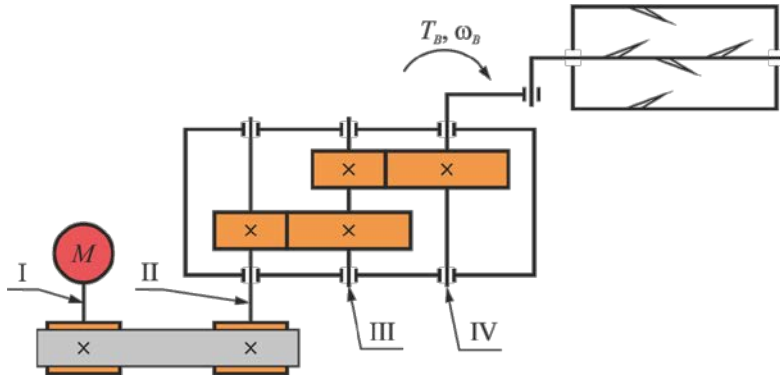


Рис. 2.2

1. Визначасмо потужність та частоту обертання на вихідному (четвертому) валу привода:

$$P_B = P_4 = \frac{T_B \omega_B}{1000} = \frac{400 \cdot 4}{1000} = 1,6 \text{ кВт};$$

$$n_B = n_4 = \frac{30 \omega_B}{\pi} = \frac{30 \cdot 4}{3,14} \approx 38,2 \text{ об/хв.}$$

2. Визначасмо загальний ККД привода, розрахункову та номінальну потужність електродвигуна. Приймаємо такі значення ККД окремих передач привода (додаток 1, табл. 1):

- $\eta_{кпп} = 0,95$ – ККД клинопасової передачі;
- $\eta_{цп} = 0,97$ – ККД циліндричної передачі;
- $\eta_{пнк} = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення.

Загальний ККД привода визначається за такою формулою:

$$\eta_{заг} = \eta_{кпп} \eta_{цп}^2 \eta_{пнк}^3 = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^3 \approx 0,867.$$

Визначасмо розрахункову потужність електродвигуна:

$$P_{дв.р} = \frac{P_B}{\eta_{заг}} = \frac{1,6}{0,867} \approx 1,845 \text{ кВт.}$$

Номинальна потужність електродвигуна згідно з додатком 1, табл. 2, становитиме: $P_{\text{дв.н}} = 2,2 \text{ кВт}$. Умова $P_{\text{дв.н}} \geq P_{\text{дв.р}}$ виконується.

3. Визначаємо межі зміни передаточного числа приводу та частоти обертання електродвигуна.

Згідно з додатком 1, табл. 5, межі зміни передач приводу наступні:

– клинопасова передача – $U_{\text{кпп}} = 1,6 \dots 5$;

– зубчаста закрита циліндрична передача – $U_{\text{цп}} = 2 \dots 6,3$.

Загальне мінімальне передаточне число привода:

$$U_{\text{заг min}} = U_{\text{кпп min}} U_{\text{цп min}}^2 = 1,6 \cdot 2^2 = 6,4.$$

Загальне максимальне передаточне число привода:

$$U_{\text{заг max}} = U_{\text{кпп max}} U_{\text{цп max}}^2 = 5 \cdot 6,3^2 = 198,45.$$

Мінімальна частота обертів двигуна:

$$n_{\text{дв min}} = n_B U_{\text{заг min}} = 38,2 \cdot 6,4 = 244,48 \text{ об/хв.}$$

Максимальна частота обертів двигуна:

$$n_{\text{дв max}} = n_B U_{\text{заг max}} = 38,2 \cdot 198,45 = 7580,8 \text{ об/хв.}$$

4. Обираємо електродвигуни потужністю $P_{\text{дв.н}} = 2,2 \text{ кВт}$, які задовольняють умову:

$$n_{\text{дв min}} < n_{\text{дв.н } i} < n_{\text{дв max}}, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Використовуємо дані додатку 1, табл. 2 та табл. 3. Варіанти обраних електродвигунів представимо в табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Варіант	Тип двигуна	$P_{\text{дв.н}}, \text{ кВт}$	Частота обертання номінальна $n_{\text{дв.н}}, \text{ об/хв}$	Маса, кг
1	4A80B2Y3	2,2	2850	20
2	4A90L4Y3		1425	28,7
3	4A100L6Y3		950	42
4	4A112MA8Y3		700	56

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней для всіх прийнятних варіантів обраних електродвигунів за методикою описаною в п.п. 2.2. При цьому фіксованим приймаємо передаточне число закритої передачі або редуктора:

$$U_{\text{зн}} = U_{\text{р}} = U_{\text{цп1}} U_{\text{цп2}} = 3,15 \cdot 2,8 = 8,82,$$

де $U_{\text{цп1}} = 3,15$ – передаточне число циліндричної передачі першої ступені редуктора;

$U_{\text{цп}2}=2,8$ – передаточне число циліндричної передачі другої ступені редуктора.

Передаточне число відкритої передачі $U_{\text{вн}} = U_{\text{кпп}}$ (змінюємо).

Результати представимо в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Передаточне число		Варіанти передаточних чисел										
		$i = 1$		$i = 2$		$i = 3$		$i = 4$				
Загальне привода		$U_{\text{заг } i}$		74,6		37,3		24,87		18,32		
Відк. пер.	$U_{\text{вн } i}$	$U_{\text{кпп}}$		8,458		4,23		2,82		2,077		
Закр. пер.	$U_{\text{зн } i}$	$U_{\text{цп}1}$		8,82	3,15		8,82	3,15		8,82	3,15	
		$U_{\text{цп}2}$			2,8			2,8			2,8	

6. Проводимо аналіз, з огляду на рекомендації п.п. 2.1 та 2.2:

а) перший варіант ($U_{\text{заг}1} = 74,6$; $n_{\text{дов.н}1} = 2850 \text{ об/хв}$) має певні недоліки через велике загальне передаточне число привода i , зокрема, клинопасової передачі (передаточне число клинопасової передачі виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5));

б) другий варіант ($U_{\text{заг}2} = 37,3$; $n_{\text{дов.н}2} = 1425 \text{ об/хв}$) більш прийнятний, так як загальне передаточне число привода менше в 2 рази у порівнянні з першим варіантом. Крім того, передаточне число клинопасової передачі не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5), а електродвигун, зважаючи на незначне збільшення маси та вартості, матиме більший ресурс роботи (число обертів вала двигуна менше в 2 рази);

в) третій варіант ($U_{\text{заг}3} = 24,87$; $n_{\text{дов.н}3} = 950 \text{ об/хв}$) також є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше, а ресурс роботи двигуна більше, відповідно у 1,5 та 3 рази у порівнянні з другим та першим варіантом. Передаточне число клинопасової передачі також не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5). Але недоліком даного варіанту є те, що електродвигун значно масивніший та дорожчий за попередні два варіанти;

г) четвертий варіант ($U_{\text{заг}4} = 18,32$; $n_{\text{дов.н}4} = 700 \text{ об/хв}$) не рекомендується для приводів загального призначення, через значну масу та вартість електродвигуна.

Серед розглянутих варіантів найбільш прийнятними є другий та третій варіант. Якщо ключовим є питання вартості та маси привода, то кращим є другий варіант, а якщо ключовим є питання підвищеної надійності та довговічності привода в цілому – то третій варіант.

Обираємо другий варіант і приймаємо електродвигун 4A90L4У3 з параметрами привода:

$$P_{\text{дв.н}} = 2,2 \text{ кВт}; n_1 = n_{\text{дв.н}} = 1425 \text{ об/хв}; U_{\text{заг}} = 37,3;$$

$$U_1 = U_{\text{кпп}} = 4,23; U_2 = U_{\text{уп1}} = 3,15; U_3 = U_{\text{уп2}} = 2,8;$$

$$\eta_1 = \eta_{\text{кпп}} = 0,95; \eta_2 = \eta_3 = \eta_{\text{уп}} = 0,97.$$

Виконаємо перевірку електродвигуна на перевантаження.

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{\text{дв.макс}} = 0,81 \frac{30P_{\text{дв.н}}}{\pi n_{\text{дв.н}}} k_T = 0,81 \frac{30 \cdot 2,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1425} 2,2 \approx 26,27 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_T = 2,2$ (див. додаток 1, табл. 2).

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{p\text{макс}} = \frac{k_n T_B}{U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}}} = \frac{2 \cdot 400}{37,3 \cdot 0,867} \approx 24,74 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова $T_{\text{дв.макс}} > T_{p\text{макс}}$ на перевантаження виконується.

7. Визначаємо частоту обертання, кутові швидкості, потужність та крутні моменти на валах привода за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \quad P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_{\text{мтк}}, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1,3} /.$$

Отримані результати заносимо до табл. 2.7 (значення в дужках отримані для номінальної потужності вибраного електродвигуна).

Таблиця 2.7

Вал	Параметри			
	$n, \text{ об/хв}$	$\omega, \text{ рад/с}$	$P, \text{ кВт}$	$T, \text{ Н}\cdot\text{м}$
1	1425	149,2	1,845 (2,2)	12,366 (14,745)
2	336,88	35,3	1,735 (2,07)	49,15 (58,64)
3	106,95	11,2	1,666 (1,988)	148,75 (177,5)
4	38,2	4	1,6 (1,91)	400 (477,5)

Перевіряємо кінематичний розрахунок привода:

$$T_5 = T_1 U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}} = 12,366 \cdot 37,3 \cdot 0,867 \approx 400 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4.3. Привод конвеєра з циліндрично-конічним редуктором

Вихідні дані для розрахунку розглядуваного привода (рис. 2.3):

- тягове зусилля на стрічці конвеєра: $F = 5200 \text{ Н}$;
- швидкість стрічки: $v = 1,5 \text{ м/с}$;
- діаметр барабана конвеєра: $D = 750 \text{ мм}$;
- коефіцієнт перевантаження привода: $k_n = T_{B\max} / T_B \leq 1,6$.

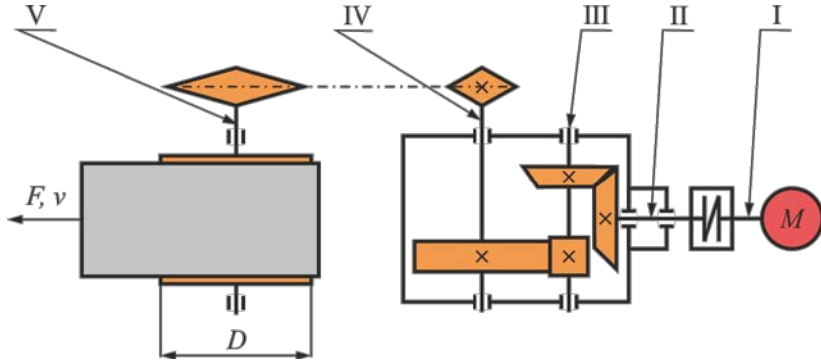


Рис. 2.3

1. Визначимо потужність та частоту обертання на вихідному (п'ятому) валу привода:

$$P_B = P_5 = \frac{Fv}{1000} = \frac{5200 \cdot 1,5}{1000} = 7,8 \text{ кВт};$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 750} \approx 38,2 \text{ об/хв.}$$

2. Визначимо загальний ККД привода, розрахунок та номінальну потужність електродвигуна. Приймаємо такі значення ККД окремих передач привода (додаток 1, табл. 1):

- $\eta_{kn} = 0,96$ – ККД конічної передачі;
- $\eta_{цп} = 0,97$ – ККД циліндричної передачі;
- $\eta_{лп} = 0,92$ – ККД ланцюгової відкритої передачі;
- $\eta_{муф} = \eta_{пнк} = 0,99$ – ККД муфти та пари підшипників кочення.

Загальний ККД привода визначається за такою формулою:

$$\eta_{заг} = \eta_{муф} \eta_{kn} \eta_{цп} \eta_{лп} \eta_{пнк}^4 = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 \approx 0,815.$$

Визначимо розрахункову потужність електродвигуна:

$$P_{\text{дв.р}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{7,8}{0,815} \approx 9,57 \text{ кВт.}$$

Номинальна потужність електродвигуна згідно з додатком 1, табл. 2, становитиме: $P_{\text{дв.н}}=11 \text{ кВт}$. Умова $P_{\text{дв.н}} \geq P_{\text{дв.р}}$ виконується.

3. Визначаємо межі зміни передаточного числа привода та частоти обертання електродвигуна.

Згідно з додатком 1, табл. 5, межі зміни передач приводу наступні:

- зубчаста закрита конічна передача – $U_{\text{кп}} = 2 \dots 5$;
- зубчаста закрита циліндрична передача – $U_{\text{цп}} = 2 \dots 6,3$;
- ланцюгова передача – $U_{\text{лп}} = 2 \dots 6,3$.

Загальне мінімальне передаточне число привода:

$$U_{\text{заг min}} = U_{\text{кп min}} U_{\text{цп min}} U_{\text{лп min}} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8.$$

Загальне максимальне передаточне число привода:

$$U_{\text{заг max}} = U_{\text{кп max}} U_{\text{цп max}} U_{\text{лп max}} = 5 \cdot 6,3 \cdot 6,3 = 198,45.$$

Мінімальна частота обертів двигуна:

$$n_{\text{дв min}} = n_B U_{\text{заг min}} = 38,2 \cdot 8 = 305,6 \text{ об/хв.}$$

Максимальна частота обертів двигуна:

$$n_{\text{дв max}} = n_B U_{\text{заг max}} = 38,2 \cdot 198,45 \approx 7580,8 \text{ об/хв.}$$

4. Обираємо електродвигуни потужністю $P_{\text{дв.н}}=11 \text{ кВт}$, які задовольняють умову:

$$n_{\text{дв min}} < n_{\text{дв.н } i} < n_{\text{дв max}}, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Використовуємо дані додатку 1, табл. 2 та табл. 3. Варіанти обраних електродвигунів представимо в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

Варіант	Тип двигуна	$P_{\text{дв.н}},$ кВт	Частота обертання номінальна $n_{\text{дв.н}}, \text{ об/хв}$	Маса, кг
1	4A132M2Y3	11	2900	93
2	4A132M4Y3		1460	93
3	4A160S6Y3		975	135
4	4A160M8Y3		730	160

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней для всіх прийнятних варіантів обраних електродвигунів за методикою описаною в п.п. 2.2. При цьому фіксованим приймаємо передаточне число закритої передачі або редуктора:

$$U_{\text{зн}} = U_{\text{р}} = U_{\text{кп}} U_{\text{цп}} = 2,8 \cdot 3,15 = 8,82,$$

де $U_{кп} = 2,8$ – передаточне число конічної передачі редуктора;
 $U_{цп} = 3,15$ – передаточне число циліндричної передачі редуктора.
 Передаточне число відкритої передачі $U_{ен} = U_{лп}$ (змінюємо).
 Результати представимо в табл. 2.9.

Таблиця 2.9

Передаточне число		Варіанти передаточних чисел								
		$i = 1$		$i = 2$		$i = 3$		$i = 4$		
Загальне привода		$U_{заг\ i}$	75,916		38,22		25,52		19,11	
Відк. пер.	$U_{ен\ i}$	$U_{лп}$	8,61		4,33		2,89		2,17	
Закр. пер.	$U_{зп\ i}$	$U_{кп}$	8,82	2,8	8,82	2,8	8,82	2,8	8,82	2,8
		$U_{цп}$		3,15		3,15		3,15		3,15

6. Проводимо аналіз, з огляду на рекомендації п.п. 2.1 та 2.2:

а) перший варіант ($U_{заг1} = 75,916$; $n_{дв.н1} = 2900$ об/хв) має певні недоліки через велике загальне передаточне число привода і, зокрема, ланцюгової передачі (передаточне число ланцюгової передачі виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5));

б) другий варіант ($U_{заг2} = 38,22$; $n_{дв.н2} = 1460$ об/хв) є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше в 2 рази у порівнянні з першим варіантом. Крім того, передаточне число ланцюгової передачі не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5), а електродвигун, при тій самій масі та вартості, матиме більший ресурс роботи (число обертів вала двигуна менше у 2 рази);

в) третій варіант ($U_{заг3} = 25,52$; $n_{дв.н3} = 975$ об/хв) також є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше, а ресурс роботи двигуна більше, відповідно у 1,5 та 3 рази у порівнянні з другим та першим варіантом. Передаточне число ланцюгової передачі не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5). Недоліком даного варіанту є те, що електродвигун масивніший та дорожчий за попередні два варіанти;

г) четвертий варіант ($U_{заг4} = 19,11$; $n_{дв.н4} = 730$ об/хв) не рекомендується для приводів загального призначення, через значну масу та вартість електродвигуна.

Серед розглянутих варіантів найбільш прийнятними є другий та третій варіант. Якщо ключовим є питання вартості і маси привода, то кращим є другий варіант, а якщо ключовим є питання підвищеної надійності та довговічності привода в цілому – то третій варіант.

Обираємо другий варіант і приймаємо електродвигун 4A132M4У3 з параметрами приводу:

$$P_{\text{дв.н}} = 11 \text{ кВт}; n_1 = n_{\text{дв.н}} = 1460 \text{ об/хв}; U_{\text{заг}} = 38,22;$$

$$U_1 = U_{\text{кп}} = 2,8; U_2 = U_{\text{цп}} = 3,15; U_3 = U_{\text{лп}} = 4,33; \eta_1 = \eta_{\text{муф}} = 0,99;$$

$$\eta_2 = \eta_{\text{кп}} = 0,96; \eta_3 = \eta_{\text{цп}} = 0,97; \eta_4 = \eta_{\text{лп}} = 0,92.$$

Виконаємо перевірку електродвигуна на перевантаження.

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{\text{дв.макс}} = 0,81 \frac{30P_{\text{дв.н}}}{\pi n_{\text{дв.н}}} k_T = 0,81 \frac{30 \cdot 11 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1460} 2,2 = 128,21 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_T = 2,2$ (див. додаток 1, табл. 2).

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{P \text{ макс}} = \frac{9550 k_n P_{\text{дв.н}}}{n_B U_{\text{заг}}} = \frac{9550 \cdot 1,6 \cdot 11}{38,2 \cdot 38,22} \approx 115,12 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова $T_{\text{дв.макс}} > T_{P \text{ макс}}$ на перевантаження виконується.

7. Визначаємо частоту обертання, кутові швидкості, потужність та крутні моменти на валах приводу за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \quad P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_{\text{мкк}}, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Отримані результати заносимо до табл. 2.10 (значення в дужках отримані для номінальної потужності вибраного електродвигуна).

Таблиця 2.10

Вал	Параметри			
	$n, \text{ об/хв}$	$\omega, \text{ рад/с}$	$P, \text{ кВт}$	$T, \text{ Н}\cdot\text{м}$
1	1460	152,89	9,57 (11)	62,6 (71,95)
2	1460	152,89	9,38 (10,78)	61,35 (70,51)
3	521,43	54,6	8,915 (10,245)	163,28 (187,64)
4	165,53	17,33	8,561 (9,838)	494 (567,7)
5	38,2	4	7,8 (8,96)	1950 (2240)

Перевіряємо кінематичний розрахунок приводу:

$$T_5 = T_1 U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}} = 62,6 \cdot 38,22 \cdot 0,815 \approx 1950 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4.4. Привод змішувача з черв'ячним редуктором

Вихідні дані для розрахунку розглядуваного привода (рис. 2.4):

- потужність на вихідному валу привода: $P_B = 1,6 \text{ кВт}$;
- частота обертання вихідного вала привода: $n_B = 20 \text{ об/хв}$;
- коефіцієнт перевантаження привода: $k_n = T_{B\max} / T_B \leq 1,9$.

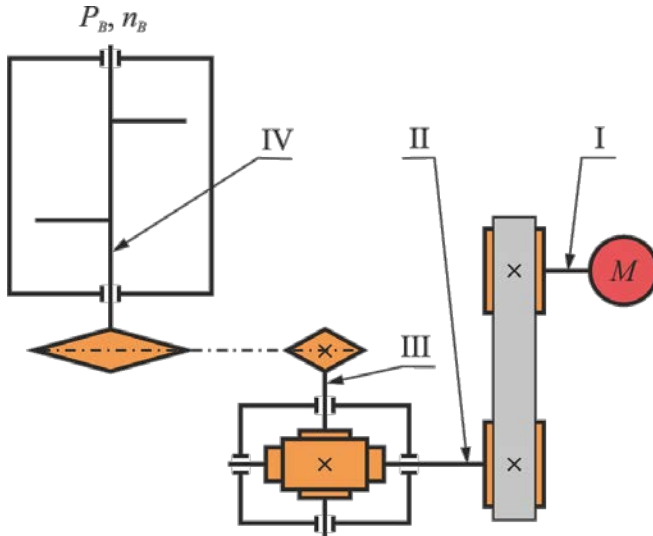


Рис. 2.4

1. Визначимо кутову швидкість та обертовий момент на вихідному (четвертому) валу привода:

$$\omega_B = \omega_4 = \frac{\pi n_B}{30} = \frac{3,14 \cdot 20}{30} \approx 2,094 \text{ рад/с};$$

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} \cdot 10^3 = \frac{1,6}{2,094} \cdot 10^3 \approx 764,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Визначимо загальний ККД привода, розрахунку та номінальну потужність електродвигуна. Приймаємо такі значення ККД окремих передач привода (додаток 1, табл. 1):

- $\eta_{\text{мкп}} = 0,96$ – ККД поліклінопасової передачі;
- $\eta_{\text{чп}} = 0,825$ – ККД черв'ячної передачі (з двозахідним черв'яком);
- $\eta_{\text{лп}} = 0,92$ – ККД ланцюгової відкритої передачі;
- $\eta_{\text{пнк}} = 0,99$ – ККД пари підшипників кочення.

Загальний ККД привода визначається за такою формулою:

$$\eta_{заг} = \eta_{нкп} \eta_{чп} \eta_{лп} \eta_{пнк}^3 = 0,96 \cdot 0,825 \cdot 0,92 \cdot 0,99^3 \approx 0,707.$$

Визначаємо розрахункову потужність електродвигуна:

$$P_{дв.р} = \frac{P_B}{\eta_{заг}} = \frac{1,6}{0,707} \approx 2,263 \text{ кВт}.$$

Номінальна потужність електродвигуна згідно з додатком 1, табл. 2, становитиме: $P_{дв.н} = 3 \text{ кВт}$. Умова $P_{дв.н} \geq P_{дв.р}$ виконується.

3. Визначаємо межі зміни передаточного числа привода та частоти обертання електродвигуна.

Згідно з додатком 1, табл. 5, межі зміни передач привода наступні:

- поліклінопасова передача – $U_{нкп} = 1,6 \dots 6,3$;
- черв'ячна передача з двозахідним черв'яком – $U_{чп} = 16 \dots 40$;
- ланцюгова передача – $U_{лп} = 2 \dots 6,3$.

Загальне мінімальне передаточне число привода:

$$U_{заг \text{ min}} = U_{нкп \text{ min}} U_{чп \text{ min}} U_{лп \text{ min}} = 1,6 \cdot 16 \cdot 2 = 51,2.$$

Загальне максимальне передаточне число привода:

$$U_{заг \text{ max}} = U_{нкп \text{ max}} U_{чп \text{ max}} U_{лп \text{ max}} = 6,3 \cdot 40 \cdot 6,3 = 1587,6.$$

Мінімальна частота обертів двигуна:

$$n_{дв \text{ min}} = n_B U_{заг \text{ min}} = 20 \cdot 51,2 = 1024 \text{ об/хв}.$$

Максимальна частота обертів двигуна:

$$n_{дв \text{ max}} = n_B U_{заг \text{ max}} = 20 \cdot 1587,6 = 31752 \text{ об/хв}.$$

4. Обираємо електродвигуни потужністю $P_{дв.н} = 3 \text{ кВт}$, які задовольняють умову:

$$n_{дв \text{ min}} < n_{дв.н i} < n_{дв \text{ max}}, \quad / i = \overline{1,2} /.$$

Використовуємо дані додатку 1, табл. 2 та табл. 3. Варіанти обраних електродвигунів представимо в табл. 2.11.

Таблиця 2.11

Варіант	Тип двигуна	$P_{дв.н}$, кВт	Частота обертання номінальна $n_{дв.н}$, об/хв	Маса, кг
1	4A90L2Y3	3	2840	28,7
2	4A100S4Y3		1435	36

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней для всіх прийнятних варіантів обраних електродвигунів за методикою описаною в п.п. 2.2. При цьому фіксованим приймаємо передаточне число закритої передачі редуктора:

$$U_{zn} = U_p = U_{чп} = 20.$$

Передаточне число відкритої передачі визначаємо за формулою:

$$U_{ен} = U_{нкп} U_{лп} = U_{нкп} \cdot 2,8,$$

де $U_{нпп}$ – передаточне число поліклінопасової передачі (змінюємо);

$U_{лп} = 2,8$ – передаточне число ланцюгової передачі (фіксоване).

Результати представимо в табл. 2.12.

Таблиця 2.12

Передаточне число		Варіанти передаточних чисел				
		$i = 1$		$i = 2$		
Загальне привода		$U_{заг i}$	142		71,75	
Відк. пер.	$U_{ен i}$	$U_{нкп}$	7,1	2,536	3,5875	1,281
		$U_{лп}$		2,8		2,8
Закр. пер.	$U_{zn i}$	$U_{чп}$	20		20	

6. Проводимо аналіз, з огляду на рекомендації п.п. 2.1 та 2.2:

а) перший варіант ($U_{заг1} = 142$; $n_{дв.н1} = 2840$ об/хв), незважаючи на велике загальне передаточне число привода, є прийнятним, так як для забезпечення високого ККД черв'ячної передачі потрібна велика кутова швидкість обертання черв'яка. Передаточне число поліклінопасової передачі не виходить за рекомендовані межі;

б) другий варіант ($U_{заг2} = 71,75$; $n_{дв.н2} = 1435$ об/хв) є менш прийнятним, так як менша кількість обертів черв'яка призведе до зменшення ККД черв'ячної передачі і, як наслідок, до перегріванні редуктора і погіршення умов його роботи. Крім того, передаточне число поліклінопасової передачі виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5), а електродвигун має більшу масу та вартість.

Серед розглянутих варіантів найбільш прийнятним є перший варіант. Приймаємо електродвигун 4А90L4У3 з параметрами привода:

$$P_{дв.н} = 3 \text{ кВт}; n_1 = n_{дв.н} = 2840 \text{ об/хв}; U_{заг} = 142;$$

$$U_1 = U_{нкп} = 2,536; U_2 = U_{чп} = 20; U_3 = U_{лп} = 2,8;$$

$$\eta_1 = \eta_{нкп} = 0,96; \eta_2 = \eta_{чп} = 0,825; \eta_3 = \eta_{лп} = 0,92.$$

Виконаємо перевірку електродвигуна на перевантаження.

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{дв.макс} = 0,81 \frac{30P_{дв.н}}{\pi n_{дв.н}} k_T = 0,81 \frac{30 \cdot 3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2840} 2,2 \approx 17,98 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_T = 2,2$ (див. додаток 1, табл. 2).

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{p \max} = \frac{k_n T_B}{U_{заг} \eta_{заг}} = \frac{1,9 \cdot 764,1}{142 \cdot 0,707} \approx 14,46 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова $T_{дв. \max} > T_{p \max}$ на перевантаження виконується.

7. Визначаємо частоту обертання, кутові швидкості, потужність та крутні моменти на валах привода за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \quad P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_{мк}, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1,3} /.$$

Отримані результати заносимо до табл. 2.13 (значення в дужках отримані для номінальної потужності вибраного електродвигуна).

Таблиця 2.13

Вал	Параметри			
	$n, \text{об/хв}$	$\omega, \text{рад/с}$	$P, \text{кВт}$	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$
1	2840	297,4	2,263 (3)	7,61 (10,1)
2	1119,87	117,27	2,15 (2,851)	18,33 (24,31)
3	56	5,864	1,756 (2,33)	299,45 (397,34)
4	20	2,094	1,6 (2,12)	764,1 (1012,4)

Перевіряємо кінематичний розрахунок привода:

$$T_5 = T_1 U_{заг} \eta_{заг} = 7,61 \cdot 142 \cdot 0,707 \approx 764 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.4.5. Привод змішувача з циліндрично-конічним редуктором

Вихідні дані для розрахунку розглядуваного привода (рис. 2.5):

- потужність на вихідному валу привода: $P_B = 2,8 \text{ кВт}$;
- частота обертання вихідного вала привода: $n_B = 35 \text{ об/хв}$;
- коефіцієнт перевантаження привода: $k_n = T_{B \max} / T_B \leq 1,7$.

1. Визначаємо кутову швидкість та обертовий момент на вихідному (п'ятому) валу привода:

$$\omega_B = \omega_5 = \frac{\pi n_B}{30} = \frac{3,14 \cdot 35}{30} \approx 3,665 \text{ рад/с};$$

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} 10^3 = \frac{2,8}{3,665} 10^3 \approx 764 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

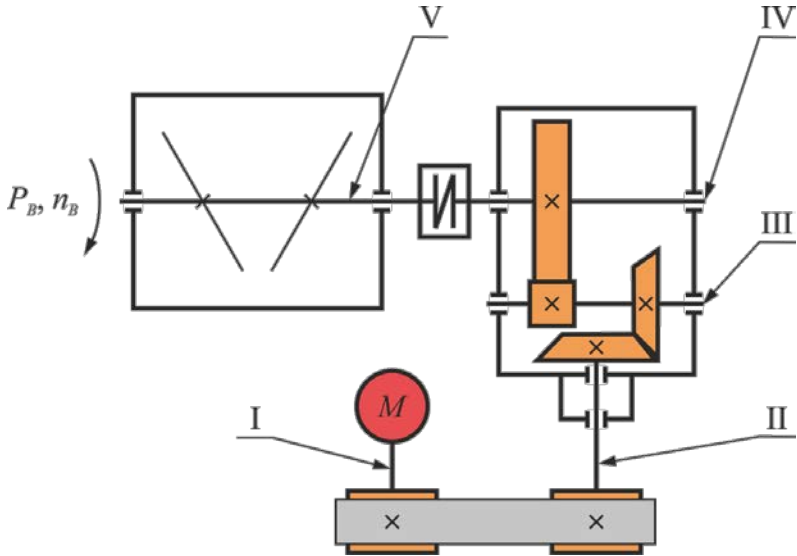


Рис. 2.5

2. Визначасмо загальний ККД привода, розрахунку та номінальну потужність електродвигуна. Приймаємо такі значення ККД окремих передач привода (додаток 1, табл. 1):

- $\eta_{зпт} = 0,97$ – ККД зубчасто-пасової передачі;
- $\eta_{кп} = 0,96$ – ККД конічної передачі;
- $\eta_{цп} = 0,97$ – ККД циліндричної передачі;
- $\eta_{муф} = \eta_{пнк} = 0,99$ – ККД муфти та пари підшипників кочення.

Загальний ККД привода визначається за такою формулою:

$$\eta_{заг} = \eta_{зпт} \eta_{кп} \eta_{цп} \eta_{муф} \eta_{пнк}^4 = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99^4 \approx 0,859.$$

Визначасмо розрахунку потужність електродвигуна:

$$P_{дв.р} = \frac{P_B}{\eta_{заг}} = \frac{2,8}{0,859} \approx 3,26 \text{ кВт}.$$

Номінальна потужність електродвигуна згідно з додатком 1, табл. 2, становитиме: $P_{дв.н} = 4 \text{ кВт}$. Умова $P_{дв.н} \geq P_{дв.р}$ виконується.

3. Визначаємо межі зміни передаточного числа приводу та частоти обертання електродвигуна.

Згідно з додатком 1, табл. 5, межі зміни передач приводу наступні:

- зубчасто-пасова передача – $U_{зпн} = 1,6...8$;
- зубчаста закрита конічна передача – $U_{кп} = 2...5$;
- зубчаста закрита циліндрична передача – $U_{цп} = 2...6,3$.

Загальне мінімальне передаточне число привода:

$$U_{заг\ min} = U_{зпн\ min} U_{кп\ min} U_{цп\ min} = 1,6 \cdot 2 \cdot 2 = 6,4.$$

Загальне максимальне передаточне число привода:

$$U_{заг\ max} = U_{зпн\ max} U_{кп\ max} U_{цп\ max} = 8 \cdot 5 \cdot 6,3 = 252.$$

Мінімальна частота обертів двигуна:

$$n_{дв\ min} = n_B U_{заг\ min} = 35 \cdot 6,4 = 224\ об/хв.$$

Максимальна частота обертів двигуна:

$$n_{дв\ max} = n_B U_{заг\ max} = 35 \cdot 252 = 8820\ об/хв.$$

4. Обираємо електродвигуни потужністю $P_{дв.н} = 4\ кВт$, які задовольняють умову:

$$n_{дв\ min} < n_{дв.н\ i} < n_{дв\ max}, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Використовуємо дані додатку 1, табл. 2 та табл. 3. Варіанти обраних електродвигунів представимо в табл. 2.14.

Таблиця 2.14

Варіант	Тип двигуна	$P_{дв.н},$ кВт	Частота обертання номінальна $n_{дв.н}, об/хв$	Маса, кг
1	4A100S2Y3	4	2880	36
2	4A100L4Y3		1430	42
3	4A112MB6Y3		950	56
4	4A132S8Y3		720	77

5. Визначаємо загальне передаточне число привода та його окремих ступеней для всіх прийнятних варіантів обраних електродвигунів за методикою описаною в п.п. 2.2. При цьому фіксованим приймаємо передаточне число закритої передачі або редуктора:

$$U_{зп} = U_p = U_{кп} U_{цп} = 2,8 \cdot 3,15 = 8,82,$$

де $U_{кп} = 2,8$ – передаточне число конічної передачі редуктора;

$U_{цп} = 3,15$ – передаточне число циліндричної передачі редуктора.

Передаточне число відкритої передачі $U_{\text{вн}} = U_{\text{знн}}$ (змінюємо).
 Результати представимо в табл. 2.15.

Таблиця 2.15

Передаточне число		Варіанти передаточних чисел								
		$i=1$		$i=2$		$i=3$		$i=4$		
Загальне привода		$U_{\text{заг } i}$	82,286		40,857		27,14		20,57	
Відк. пер.	$U_{\text{вн } i}$	$U_{\text{знн}}$	9,33		4,632		3,077		2,332	
Закр. пер.	$U_{\text{зн } i}$	$U_{\text{кп}}$	8,82	2,8	8,82	2,8	8,82	2,8	8,82	2,8
		$U_{\text{цп}}$		3,15		3,15		3,15		3,15

6. Проводимо аналіз, з огляду на рекомендації п.п. 2.1 та 2.2:

а) перший варіант ($U_{\text{заг } 1} = 82,286$; $n_{\text{дв.н1}} = 2880$ об/хв) має певні недоліки через велике загальне передаточне число привода і, зокрема, зубчато-пасової передачі (передаточне число зубчато-пасової передачі виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5));

б) другий варіант ($U_{\text{заг } 2} = 40,857$; $n_{\text{дв.н2}} = 1430$ об/хв) є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше в 2 рази у порівнянні з першим варіантом. Крім того передаточне число зубчато-пасової передачі не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5), а електродвигун, при дещо більшій масі та вартості, матиме більший ресурс роботи (число обертів вала двигуна менше у 2 рази);

в) третій варіант ($U_{\text{заг } 3} = 27,14$; $n_{\text{дв.н3}} = 950$ об/хв) також є прийнятним, так як загальне передаточне число привода менше, а ресурс роботи двигуна більше, відповідно у 1,5 та 3 рази у порівнянні з другим та першим варіантом. Передаточне число зубчато-пасової передачі також не виходить за рекомендовані межі (див. додаток 1, табл. 5). Недоліком є дещо більша маса та вартість електродвигуна;

г) четвертий варіант ($U_{\text{заг } 4} = 20,57$; $n_{\text{дв.н4}} = 720$ об/хв) не рекомендується для приводів загального призначення, через значну масу та вартість електродвигуна.

Обираємо другий варіант і приймаємо електродвигун 4A100L4У3 з параметрами привода:

$$P_{\text{дв.н}} = 4 \text{ кВт}; n_1 = n_{\text{дв.н}} = 1430 \text{ об/хв}; U_{\text{заг}} = 40,857;$$

$$U_1 = U_{\text{знн}} = 4,632; U_2 = U_{\text{кп}} = 2,8; U_3 = U_{\text{цп}} = 3,15;$$

$$\eta_1 = \eta_{\text{знн}} = 0,97; \eta_2 = \eta_{\text{кп}} = 0,96; \eta_3 = \eta_{\text{цп}} = 0,97; \eta_4 = \eta_{\text{муф}} = 0,99.$$

Виконаємо перевірку електродвигуна на перевантаження.

Максимальний обертовий момент, який може розвинути двигун при несприятливих умовах експлуатації:

$$T_{\text{дов.мак}} = 0,81 \frac{30P_{\text{дов.н}}}{\pi n_{\text{дов.н}}} k_T = 0,81 \frac{30 \cdot 4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1430} 2,2 = 47,6 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $k_T = 2,2$ (див. додаток 1, табл. 2).

Максимальний обертовий момент на валу двигуна, що створюється робочим навантаженням:

$$T_{p\text{мак}} = \frac{9550k_n P_{\text{дов.н}}}{n_B U_{\text{заг}}} = \frac{9550 \cdot 1,7 \cdot 4}{35 \cdot 40,857} \approx 45,41 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова $T_{\text{дов.мак}} > T_{p\text{мак}}$ на перевантаження виконується.

7. Визначаємо частоту обертання, кутові швидкості, потужність та крутні моменти на валах привода за формулами:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{U_i}, \quad \omega_i = \frac{\pi n_i}{30},$$

$$P_{i+1} = P_i \eta_i \eta_{\text{пнк}}, \quad T_i = \frac{P_i}{\omega_i} 10^3, \quad / i = \overline{1,4} /.$$

Отримані результати заносимо до табл. 2.16 (значення в дужках отримані для номінальної потужності вибраного електродвигуна).

Таблиця 2.16

Вал	Параметри			
	$n, \text{об/хв}$	$\omega, \text{рад/с}$	$P, \text{кВт}$	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$
1	1430	149,75	3,26 (4)	21,77 (26,71)
2	308,72	32,33	3,13 (3,84)	96,81 (118,78)
3	110,26	11,546	2,975 (3,65)	257,66 (316,13)
4	35	3,665	2,857 (3,505)	779,5 (956,34)
5	35	3,665	2,8 (3,435)	764 (937,24)

Перевіряємо кінематичний розрахунок привода:

$$T_5 = T_1 U_{\text{заг}} \eta_{\text{заг}} = 21,77 \cdot 40,857 \cdot 0,859 \approx 764 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.5. Контрольні запитання

1. Як вірно підібрати оптимальний тип електродвигуна?
2. Яким основним вимогам повинен задовольняти електродвигун?
3. Як визначається розрахункова потужність електродвигуна при довгочасному та короткочасному режимі роботи?
4. Як визначається номінальна потужність електродвигуна?
5. З якою метою виконують перевірку електродвигуна на переваження?
6. З чим пов'язаний вибір типу електродвигуна?
7. На що впливає передаточне число механічного привода?
8. За яких вимог здійснюється розбивка передаточного числа привода?
9. Як визначається загальне передаточне число привода та його окремих ступеней?
10. Яких значень передаточних чисел слід дотримуватись, щоб передача була компактною?

3. Розрахунок передач з гнучким зв'язком

3.1. Пасові передачі

3.1.1. Основні теоретичні відомості

3.1.1.1. Особливості та класифікація пасових передач

Пасова передача – це вид механічної передачі, яка призначена для передавання механічної енергії між валами за допомогою гнучкого елемента (приводного паса) за рахунок сил тертя або сил зачеплення (зубчасті приводні паси).

Пасові передачі використовують у приводах електрогенераторів та різних металообробних верстатів, у робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та різних приладах.

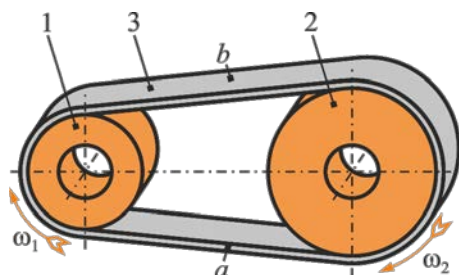


Рис. 3.1

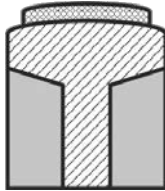
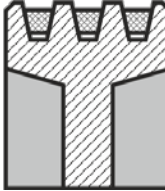
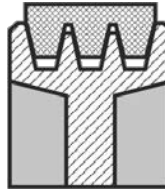
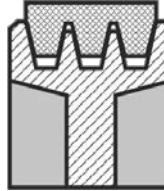
У найбільш вживаному вигляді (рис. 3.1) пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківках із деяким попереднім натягом. Ведучою віткою паса називається вільна

ділянка a паса, що набігає на ведучий шків, а вільна ділянка b , що набігає на ведений шків, називається веденою віткою.

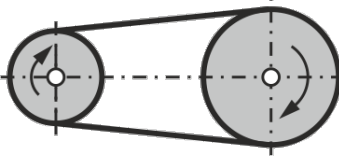
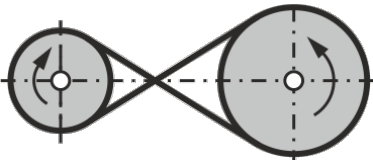
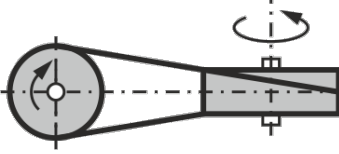
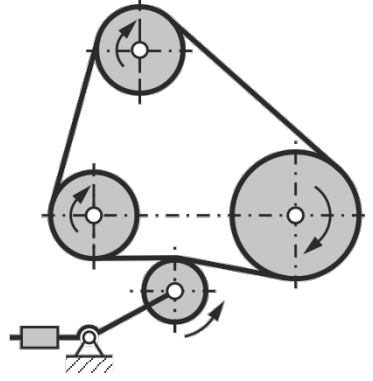
Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківця до веденого за рахунок сил тертя або сил зачеплення, які виникають між пасом та шківками. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківки або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі, в яких енергія передається за рахунок сил тертя, не забезпечують жорсткого зв'язку між шківками через можливість проковзування паса на шківках. Тому, у точних приводних механізмах найчастіше використовують зубчасті приводні паси, в яких енергія передається за рахунок сил зачеплення.

Основні типи пасових передач наведено в табл. 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1. Пасові передачі за формою поперечного перерізу паса

плоскопасова	клинопасова	круглопасова	поліклинова
			

Таблиця 3.2. Пасові передачі за призначенням та розміщенням паса

<p>Відкрита</p>  <p>Використовується при паралельному розташуванні валів та однаковому напрямі їх обертання</p>	<p>Перехресна</p>  <p>Використовується при паралельному розташуванні валів та протилежному напрямі їх обертання</p>
<p>Напівперехресна</p>  <p>Використовується для передачі руху між валами, осі обертання яких мимобіжні у просторі</p>	<p>Багатопасова із натяжним роликком</p>  <p>Використовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам</p>

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2–100 кВт. Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $U \leq 4$. Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. ККД пасових передач різних типів становить близько $\eta_{mn} = 0,9 \dots 0,98$.

Основні переваги пасової передачі:

– можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані (до 10 м і більше);

– плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;

– запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківках;

– простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації.

До недоліків пасової передачі належать:

– неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);

– несталість передаточного числа через можливе проковзування паса (не стосується зубчастих пасів);

– підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса;

– низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–8000 год).

3.1.1.2. Приводні паси

У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає робоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги:

– висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківками;

– достатня міцність, стійкість проти спрацювання та довговічність;

– невеликий модуль пружності матеріалу паса;

– низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів: плоскі, клинові, поліклинові, круглі та зубчасті.

1. Плоскі паси бувають гумотканинні, бавовняні суцільноткані, шкіряні та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (*A*, *B* і *B*) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.

Нарізні паси типу *A* застосовують при швидкостях $v < 30$ м/с і мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені, для підвищення гнучкості, прошарки з гуми (рис. 3.2, а). Краї пасів типу *A* покривають водостійкими компонентами.

Пошарово загорнуті паси типу *B* призначені для середніх і важких умов роботи із змінним навантаженням при $v < 20$ м/с (рис. 3.2, б). Їх виготовляють із гумовими прошарками і без них. Прокладки з бельтінга розміщуються наступним чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками.

Спірально загорнуті паси типу *B* застосовують при швидкостях $v < 15$ м/с і виготовляють з одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками (рис. 3.2, в).

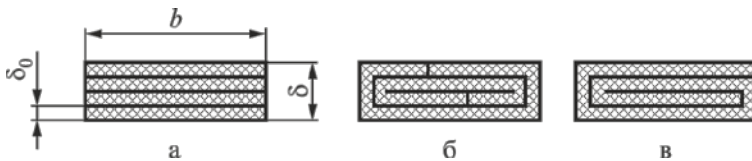


Рис. 3.2

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу *A*, як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E = 200...350$ МПа.

Бавовняні суцільноткані паси застосовують переважно у задачах невеликої потужності при швидкостях до 25 м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах. При температурах вище від 50^0 С бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси призначені для передавання малих та середніх потужностей. Вони мають високу тягову здатність, достатньо міцні і застосовуються при роботі в умовах змінних навантажень і при швидкостях до 45 м/с. Через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армовані плівкові багатошарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

2. Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Згідно з ДСТУ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: *O(Z)*, *A(A)*, *B(B)*, *B(C)*, *Г(D)*, *Д(E)*, *E(EO)* (рис. 3.3, а). У дужках вказані міжнародні позначення.

Кордтканинні клинові паси (рис. 3.3, б) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

Кордшнурові паси (рис. 3.3, в), як більш гнучкі та довговічні, використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура 2. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами *О, А, Б і В* – до 25 м/с, а для перерізів *Г, Д і Е* – до 30 м/с.

Слід відмітити, що клинові паси можна використовувати при порівняно малих міжосьових відстанях та великих передаточних числах, тобто у випадках малих значень кутів обхвату шківів. У вказаних умовах плоскі паси працюють незадовільно.

Використання клинових пасів замість плоских дозволяє зменшити їхній попередній натяг при передаванні одного і того ж корисного навантаження та відповідно зменшити навантаження на вали передачі та їхні опори.

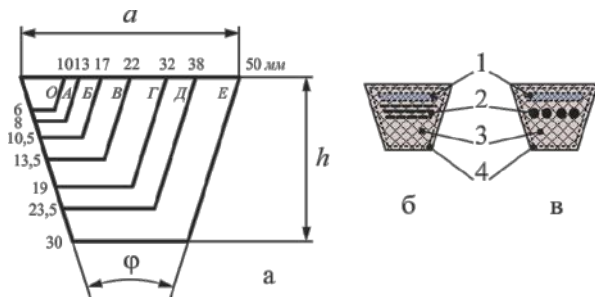


Рис. 3.3

Знаходять застосування також *вузькі клинові паси* з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$). Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: *УО, УА, УБ і УВ*.

3. Поліклинові паси мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні (рис. 3.4) і виконуються замкнутої форми. У плоскій частині паса розміщується кордшнур 1 з хімічних волокон (віскози,

скловолокна, або лавсану), який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують поліклінові паси трьох поперечних перерізів: *К, Л, М*.

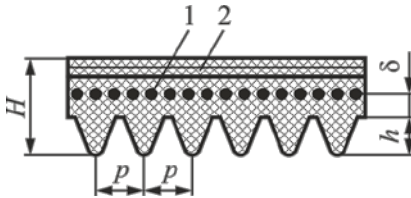


Рис. 3.4

Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківками) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківка можна зменшити, а передаточне число передачі збільшити до 12–15.

4. Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4–8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

5. Зубчасті паси на внутрішньому боці мають зубці трапецієвидної форми (рис. 3.5, а) або напівкруглої (рис. 3.5, б). Напівкруглий профіль зубців забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження в пасі та збільшення навантаження на 40%.

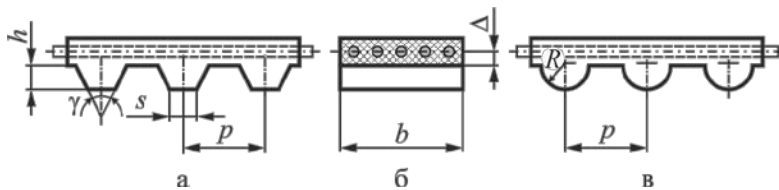


Рис. 3.5

Зубчасті паси застосовують у широкому діапазоні потужностей (0,2...200 кВт) та при колових швидкостях 0,5...80 м/с. Виготовляють їх з еластичної маслостійкої гуми або пластмаси і армують сталевими протисками або поліамідними нитками.

Використання зубчастих пасів в пасових передачах має такі переваги перед іншими пасовими передачами з використанням плоских, клинових, поліклінових та круглих пасів, а саме:

- відсутність проковзування;
- висока навантажувальна здатність і довговічність;
- високий ККД (0,95...0,98);
- порівняно невисокі початковий натяг і навантаження на вали;

- компактність (зубчасті шківів можуть мати невеликі діаметри);
- можна забезпечити великі передаточні числа (до 20);
- малошумність у роботі.

3.1.1.3. Конструкція та матеріали шківів пасових передач

1. Конструкція шківів. Шків пасової передачі (рис. 3.6, а, б) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас 4, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2 (або спиці), що з'єднує обід із маточиною. Форма робочої поверхні обода шківів визначається формою поперечного перерізу паса.

1.1. Для плоских пасів найбажанішою формою робочої поверхні шківів є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10$ мкм.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню шківів роблять випуклою (рис. 3.6, а), описаною в осьовому перерізі шківів дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса b), а також стріла випуклості обода u , регламентовані стандартами (див. додаток 2, табл. 5). Інші розміри шківів визначаються наступними співвідношеннями:

– діаметр маточини шківів

$$d_M = (1,8 \dots 2,0)d_g, \quad (3.1.1)$$

де d_g – діаметр вала;

– довжина маточини

$$l_M = (1,5 \dots 2,0)d_g; \quad (3.1.2)$$

– товщина обода біля краю

$$s = 0,005d + 3 \text{ – для чавунних шківів};$$

$$s = 0,002(d + 2B) + 3 \text{ – для сталевих шківів}.$$

Шківів зі спицями використовуються при коловій швидкості менше 25 м/с, при більшій швидкості використовують шківів з диском. Товщина диска визначається із співвідношення:

$$a_d = (0,25 \dots 0,35)d_g \geq 8 \text{ мм}.$$

При проектуванні шківів плоскопасових передач, які працюють з швидкостями $v > 40$ м/с, на поверхні обода обов'язково необхідно проточувати кільцеві канавки для виходу повітря з під паса (повітря, яке захоплюється пасом, зменшує його зчеплення з ободом шківів).

1.2. Для клинових та поліклинових пасів робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківів (рис. 3.6, б). На рис. 3.6, в, зображений профіль та розміри обода шківів для клинових пасів, а на рис. 3.6, г – для поліклинових пасів.

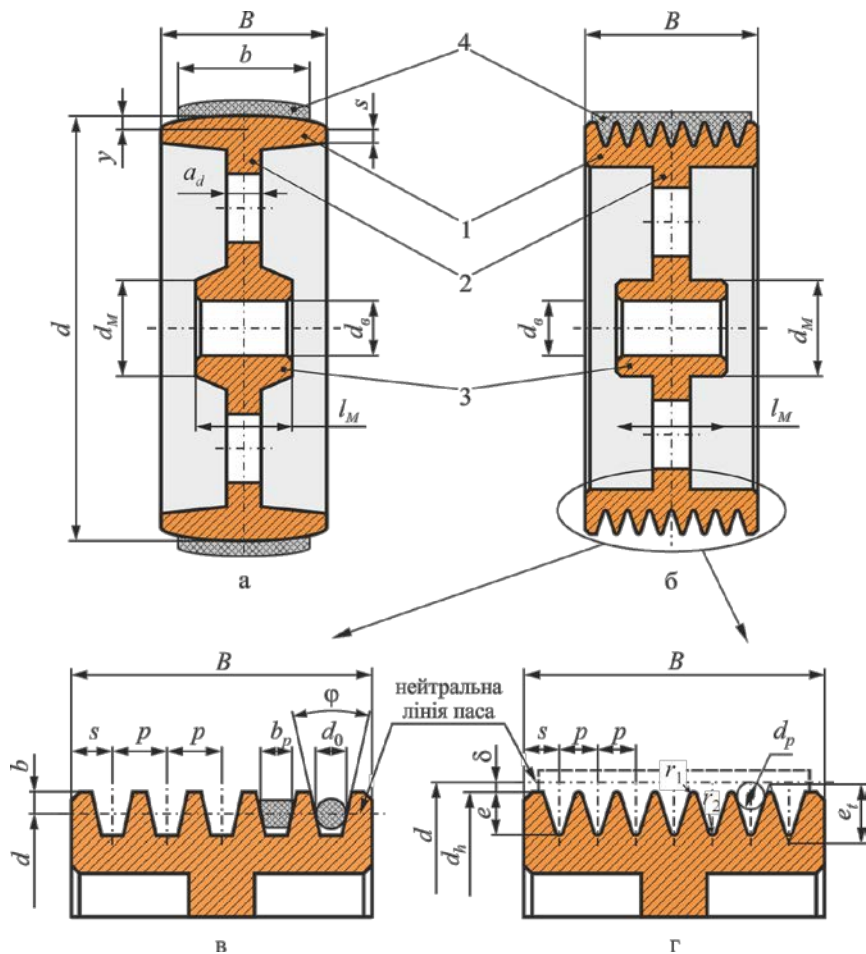


Рис. 3.6

Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів або ребер поліклинового паса, що одночасно працюють на шківі. Для стандартних клинових та поліклинових пасів розміри жолобків шківів регламентовані стандартами (див. додаток 3, табл. 10 та додаток 4, табл. 5). Інші розміри шківа визначаються наступними співвідношеннями:

– зовнішній діаметр обода шківів для клинових пасів

$$d_b = d + 2b; \quad (3.1.3)$$

– зовнішній діаметр обода шківів для поліклинових пасів

$$d_h = d - 2\Delta; \quad (3.1.4)$$

– ширина шківів для клинових та поліклинових пасів

$$B = p(z-1) + 2s. \quad (3.1.5)$$

Діаметр та довжина маточини шківів для клинових та поліклинових пасів визначається за формулами (3.1.1) та (3.1.2).

1.3. Для зубчастих пасів шківів (рис. 3.7) виконують з робочою шириною більшою, чим ширина паса, на один модуль m . В передачах з вертикальними осями та при $U \geq 3$ виконують фланці на обох шківів, в інших – на малому. В передачах з прямобічним профілем паса канавки на шківів також роблять прямобічними, але починаючи з модуля $m > 2$ мм – з кутом $\gamma = 40^\circ$. Основні розміри шківів та його впадин регламентовані стандартами (див. додаток 5, табл. 6 та табл. 7).

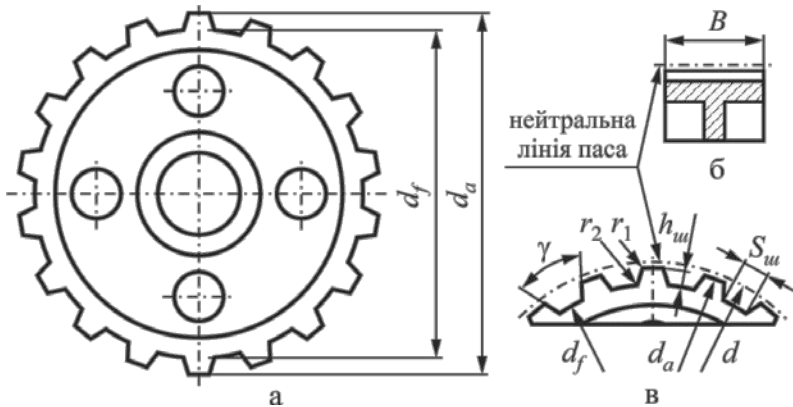


Рис. 3.7

Інші розміри шківів визначаються наступними співвідношеннями:

– зовнішній діаметр обода шківів

$$d_a = d - 2\Delta + k, \quad (3.1.6)$$

де Δ – відстань від впадини зуба паса до вісі металевого тросу (додаток 5, табл. 4 (п. 5)); k – відхилення від зовнішнього діаметру шківів (додаток 5, табл. 6);

– внутрішній діаметр обода шківів

$$d_f = d_a - 2h_{uu}, \quad (3.1.7)$$

де h_{uu} – висота впадини шківів (додаток 5, табл. 7);

– ширина шківів без бортиків

$$B = b + m; \quad (3.1.8)$$

– коловий крок впадин шківів по середній лінії зубця

$$p_{ш} = \pi(d_a - h_{ш}) / z. \quad (3.1.9)$$

1.4. Для круглих пасів мінімальний діаметр шківів $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (рис. 3.6, в).

2. Матеріали шківів. Шківні пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківні найбільш поширені. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15 \dots 30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30 \dots 35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківні у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с).

Шківні із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. Оскільки шківні з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківні здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. У порівнянні із металевими, пластмасові шківні мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шківні широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

3.1.1.4. Натяжні пристрої

Натяжні пристрої застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Полозки (рис. 3.8, а) та хитні плити (рис. 3.8, б) забезпечують сталість попереднього натягу паса протягом деякого періоду експлуатації. Тому, їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

Натяжні ролики (рис. 3.8, в) застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківів. Притискання ролика до паса

може здійснюватись встановленим на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківів, поліпшується робота передачі з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий згин паса, що значно прискорює його руйнування.

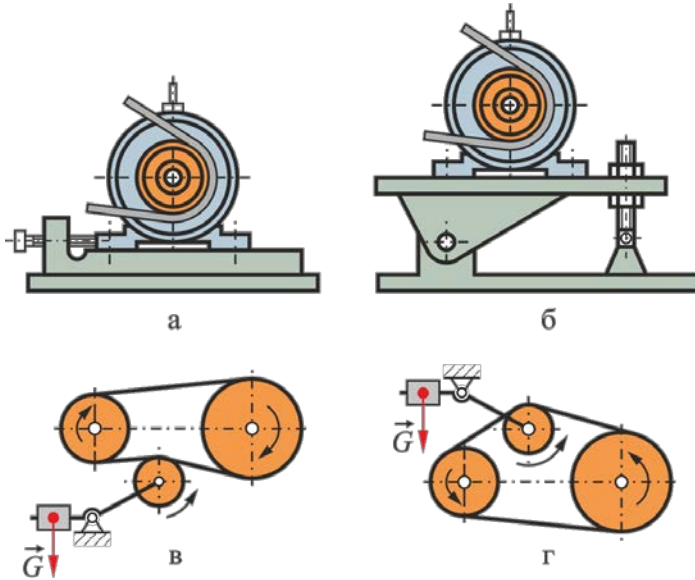


Рис. 3.8

Відтяжні ролики (рис. 3.8, г) застосовують у клинопасових передачах. Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

Значно кращими від описаних вище є пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса, але вони дорожчі та мають доволі складну конструкцію. До переваг даних пристроїв можна віднести те, що загальний натяг віток паса зростає приблизно пропорційно навантаженню, що перепадає пасова передача. При зменшенні навантаження натяг паса відповідно падає, а при холостому і у стані спокою він майже дорівнює нулю.

3.1.1.5. Ковзання паса. Передаточне число

1. Ковзання паса. В пасовій передачі виникає два види ковзання паса по шківу:

- **пружне** – виникає при нормальній роботі передачі;
- **буксування** – виникає при перевантаженні.

В процесі пробігу паса зусилля у відріжку паса, що знаходиться на ведучому шківі, зменшується і відповідно пас скорочується, проковзуючи на шківі. На веденому шківі зусилля у відріжку паса збільшується і при цьому пас видовжується, випереджаючи шків, що також спричинює ковзання паса на шківі. На рис. 3.9 показано розподіл зусиль у пасі при передаванні робочого навантаження (тут через F_1 позначено зусилля у ведучій вітці, а через F_2 – у веденій).

Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а тільки на деякій частині цих дуг β_1 та β_2 . Дуги β_1 і β_2 називаються **дугами ковзання**. Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківів, а дуга спокою – з боку набігання паса на шківі.

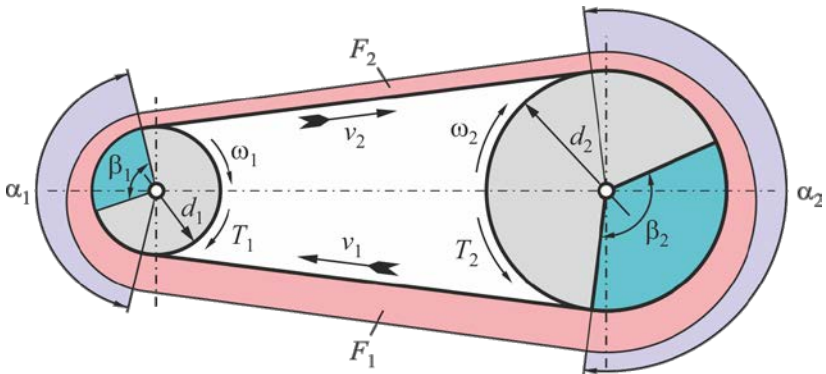


Рис. 3.9

У ненавантаженій передачі, тобто при $T_1 = T_2 = 0$, пружне ковзання відсутнє і відповідно дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується. Коли дуга ковзання досягне всієї дуги обхвату, починається буксування паса на шківі. Буксування паса в передачі завжди починається на шківі з меншим кутом обхвату.

Таким чином, пружне ковзання паса неминуче в пасовій передачі, і воно виникає в результаті різниці натягів ведучої та веденої віток.

Пружне ковзання призводить до зменшення швидкості, і як наслідок, до втрати частини потужності, а також викликає електрилізацію, нагрівання та зношування паса, зменшуючи його довговічність

Із зростанням сили F_1 дуга ковзання β_1 збільшується, а величина сил тертя зменшується. При значному перевантаженні дуга ковзання β_1 стає рівною дузі обхвату α_1 і пас починає ковзати по всій поверхні дотику з ведучим шківом, тобто **буксує**. При буксуванні ведений шків зупиняється, а ККД передачі падає до нуля.

Пружне ковзання характеризується коефіцієнтом ковзання ξ , який характеризує відносну втрату швидкості на шківках:

$$\xi = (v_1 - v_2) / v_1, \quad (3.1.10)$$

де v_1, v_2 – колові швидкості ведучого і веденого шківів. При нормальному режимі роботи $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

Пружне ковзання є причиною несталості передаточного числа пасових передач.

2. Передаточне число. Колові швидкості шківів передачі визначаються за формулами:

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2, \quad v_2 = \omega_2 d_2 / 2, \quad (3.1.11)$$

де ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ведучого і веденого шківів; d_1 і d_2 – діаметри цих шківів.

Внаслідок пружного ковзання $v_1 > v_2$. Враховуючи співвідношення (3.1.10) та (3.1.11) отримуємо передаточне число пасової передачі:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}. \quad (3.1.12)$$

Відмітимо, що формула (3.1.12) має місце лише для плоскопасових, клинопасових та поліклінопасових передач.

3.1.1.6. Сили у вітках та на валах пасової передачі

1. Сили у вітках пасової передачі. Для створення тертя між пасом та шківом, пас встановлюють на шків із деяким попереднім натягом F_0 . Чим більше F_0 , тим більша тягова здатність передачі. В стані спокою або холостого ходу кожна вітка паса натягнута з однаковою за величиною силою F_0 (рис. 3.10, а). При накладанні робочого навантаження T_1 відбувається перерозподіл натягу у вітках паса: ведуча вітка додатково натягується до зусилля F_1 , а натяг веденої вітки зменшується до F_2 (рис. 3.10, б). Склавши рівняння моментів зовнішніх сил відносно осі обертання ведучого шківа отримуємо:

$$-T_1 + F_1 \frac{d_1}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} = 0,$$

або

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (3.1.13)$$

де $F_t = 2T_1 / d_1$ – колова сила на шківі.

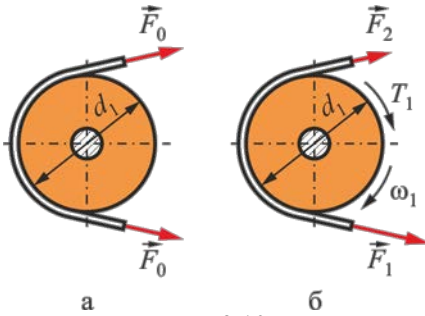


Рис. 3.10

Загальна довжина паса під час роботи передачі залишається незмінною, так як додаткове видовження ведучої вітки компенсується рівним по величині скороченням веденої вітки. Отже, наскільки зростає натяг ведучої вітки паса, настільки ж зменшується натяг веденої вітки, тобто

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{та} \quad F_2 = F_0 - \Delta F, \quad \text{або}$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (3.1.14)$$

Розв'язуючи рівняння (3.1.13) та (3.1.14), отримаємо:

$$F_1 = F_0 + F_t / 2, \quad F_2 = F_0 - F_t / 2. \quad (3.1.15)$$

При обіганні пасом шківів в пасі виникають відцентрові сили:

$$F_v = \rho A v^2, \quad H, \quad (3.1.16)$$

де A – площа перерізу паса, m^2 ; ρ – густина матеріалу паса, kg/m^3 ; v – лінійна швидкість паса, m/s .

Відмітимо, що дія відцентрових сил негативно впливає на тягову здатність пасової передачі, оскільки ослаблюється притискання паса до шківів. Якщо $F_v \geq F_0$, то зникає взаємодія паса зі шківів. Шкідливу дію відцентрових сил на пасову передачі усувають шляхом використання відповідних натяжних пристроїв.

2. Сили на валах пасової передачі. Сили натягу віток паса передаються на вали передачі та їхні опори. Відповідно до рис. 3.11, а, модуль рівнодійної R сил натягу F_1 та F_2 віток можна визначити за формулою:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos 2\beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2). \quad (3.1.17)$$

Дію відцентрової сили у розрахунках можна не враховувати, оскільки при середніх швидкостях паса вона незначна і спричинює лише розвантаження валів.

У пасових передачах із натяжним роликом або у багатошківних передачах навантаження на вали доцільно визначити графічним способом за допомогою побудови плану сил (рис. 3.11, б).

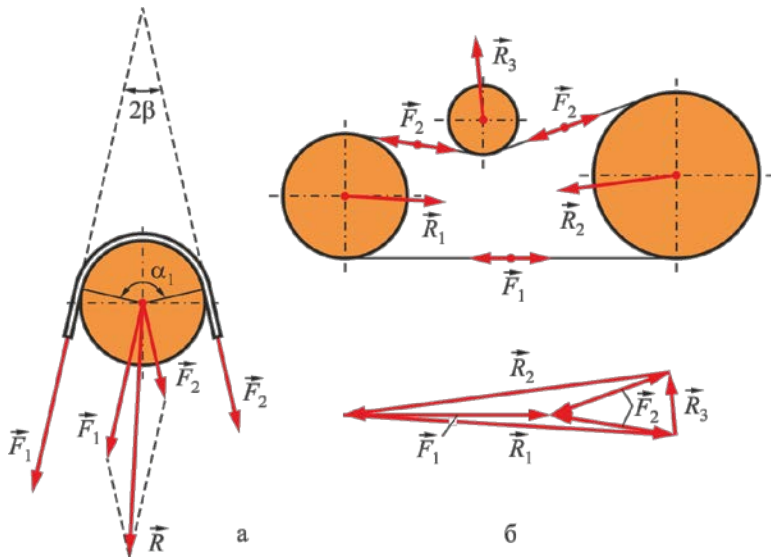


Рис. 3.11

Для цього треба накреслити у певному масштабі схему пасової передачі і попередньо визначити у вітках сили F_1 та F_2 . З довільної точки на плані сил, паралельно напрямкам віток передачі, зображають у масштабі сили F_1 та F_2 . З'єднавши кінці сил F_1 та F_2 дістанемо напрям і значення сил, які навантажують вали пасової передачі.

3.1.1.7. Напруження у вітках пасової передачі

1.1. Напруження від попереднього натягу. В стані спокою або при холостому ході кожна вітка паса натягнута з силою F_0 . В цьому випадку, в довільному перерізі площею A паса, виникає напруження від попереднього натягу:

$$\sigma_0 = F_0 / A. \quad (3.1.18)$$

1.2. Напруження при передаванні робочого навантаження. Відношення коллової сили F_t до площі A поперечного перерізу паса називається корисним напруженням:

$$\sigma_t = F_t / A. \quad (3.1.19)$$

Корисне напруження є різницею напружень в ведучій σ_1 і веденій σ_2 вітках при робочому ході:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_t, \quad (3.1.20)$$

$$\text{де } \sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t. \quad (3.1.21)$$

1.3. Напруження від дії відцентрових сил визначається за формулою:

$$\sigma_v = F_v / A. \quad (3.1.22)$$

З формул (3.1.16) та (3.1.22) видно, що напруження σ_v не залежить від діаметра шківів і однакове для всіх поперечних перерізів паса.

1.4. Напруження від згину. При обгинанні шківів у перерізах паса виникають напруження згину. Згідно з законом Гука:

$$\sigma_{32} = \varepsilon E_n = y_{\max} E_n / R,$$

де ε – відносне видовження волокон паса при згині;

E_n – модуль пружності матеріалу паса (для гумотканинних, шкіряних та поліклінових пасів $E_n=80\dots100$ МПа; для бавовняних пасів $E_n=40\dots60$ МПа; для пасів із синтетичних матеріалів та клинових пасів $E_n=90\dots120$ МПа);

y_{\max} – відстань максимально віддалених точок перерізу паса від нейтрального шару (для плоского паса $y_{\max} = \delta / 2$; для клинового паса $y_{\max} = h / 2$; для поліклінового паса $y_{\max} = h + \delta$);

$R \approx 0,5d$ – радіус кривини нейтрального шару паса.

Остаточню, дістанемо такі формули для визначення напружень згину:

– для плоского паса

$$\sigma_{32} = \delta E_n / d; \quad (3.1.23)$$

– для клинового паса

$$\sigma_{32} = h E_n / d; \quad (3.1.24)$$

– для поліклінового паса

$$\sigma_{32} = 2(h + \delta) E_n / d. \quad (3.1.25)$$

Таким чином, з формул (3.1.23) – (3.1.25) випливає, що основним фактором, який визначає напруження згину, є відношення товщини δ або висоти h паса до діаметра шківів d . Чим менше це відношення, тим менше напруження згину у пасі. Крім того, з формул (3.1.23) – (3.1.25) також випливає, що найбільше напруження в пасі буде виникати на малому шківі. На практиці значення напруження згину на малому шківі σ_{321} обмежується мінімально допустимим значенням d_1 . Важливо відмітити, що напруження згину є головною причиною втомного руйнування паса.

2. Сумарне напруження в перерізах паса. Вище було встановлено, що в усіх перерізах паса навантаженої передачі діє однакове напруження σ_v (червоний колір на рис. 3.12); у перерізах ведучої вітки мають місце напруження σ_1 , а у перерізах веденої вітки – напруження σ_2 (помаранчевий колір), різниця між якими дорівнює напруженню σ_t

(жовтий колір на рис. 3.12) від корисного навантаження; у перерізах відрізків розміщених на шківках, діють відповідні напруження згину σ_{z21} та σ_{z22} (зелений колір на рис. 3.12).

Із діаграми розподілу напружень видно (рис. 3.12), що максимальне напруження має місце у ведучій (нижній) вітці в тому перерізі паса, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{z21} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{z21}. \quad (3.1.26)$$

Мінімальне напруження виникає у перерізах веденої вітки паса:

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v = \sigma_0 - 0,5\sigma_t + \sigma_v. \quad (3.1.27)$$

Оскільки пас рухається відносно шківів, напруження в його окремому поперечному перерізі не залишається постійним у часі.

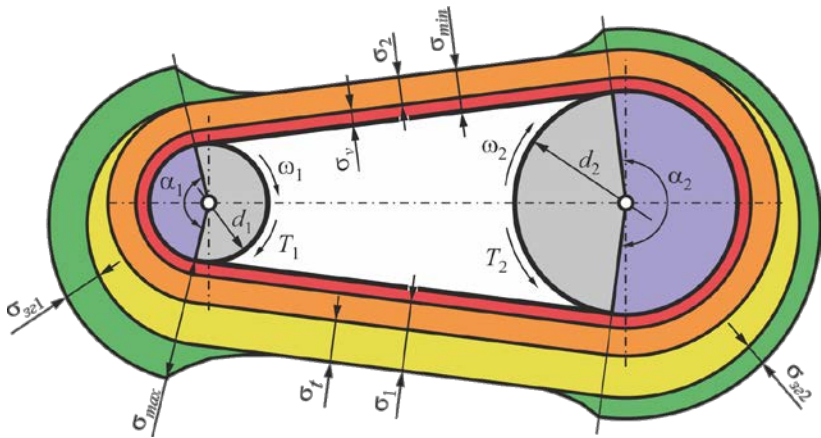


Рис. 3.12

3. Допустимі напруження. Умова міцності має вигляд:

– для плоского та поліклинового паса

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_n]; \quad (3.1.28)$$

– для клинового паса

$$\sigma_{\max} / c_z \leq [\sigma_n], \quad (3.1.29)$$

де c_z – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між клиновими пасами (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Значення коефіцієнта нерівномірності навантаження

Коефіцієнт	Кількість клинових пасів z			
	1	2...3	4...6	>6
c_z	1	0,95	0,9	0,85

Допустиме напруження $[\sigma_n]$ змінюється в наступних межах:

- для гумотканинних пасів $[\sigma_n] = 6...8$ МПа;
- для шкіряних пасів $[\sigma_n] = 5...7$ МПа;
- для бавовняних пасів $[\sigma_n] = 4...5$ МПа;
- для пасів із синтетичних матеріалів $[\sigma_n] = 9...12$ МПа;
- для клинових пасів нормального перерізу $[\sigma_n] = 9...12$ МПа;
- для вузьких клинових та поліклинових пасів $[\sigma_n] = 12...15$ МПа.

Якщо умова (3.1.28) або (3.1.29) не виконується, то необхідно збільшити діаметр ведучого шківа.

3.1.1.8. Розрахунок основних геометричних параметрів пасової передачі

При проектуванні треба розрахувати параметри, що впливають на роботоздатність пасових передач (рис. 3.13): діаметри шківів, міжосьова відстань, кут нахилу віток, кути обхвату шківів, довжину паса.

1. Діаметр меншого шківа d_1 обмежується напруженнями згину у пасі, які виникають при обгинанні шківа. Для плоских пасів рекомендують брати такі співвідношення між діаметром d_1 та товщиною паса δ : $d_1/\delta \geq 30...40$ – гумотканинні паси; $d_1/\delta \geq 25...30$ – бавовняні паси; $d_1/\delta \geq 25...35$ – шкіряні паси; $d_1/\delta \geq 70...80$ – синтетичні паси.

Орієнтовно, при проектному розрахунку, діаметр меншого ведучого шківа d_1 , мм, можна визначити за формулою:

- для плоскопасової передачі

$$d_1 = (500...850)\sqrt[3]{P_1 / \omega_1} ; \quad (3.1.30)$$

- для клинопасової передачі

$$d_1 = (350...700)\sqrt[3]{P_1 / \omega_1} ; \quad (3.1.31)$$

- для поліклинопасової передачі

$$d_1 = (250...550)\sqrt[3]{P_1 / \omega_1} . \quad (3.1.32)$$

Тут в (3.1.30) – (3.1.32) P_1 – потужність на ведучому шківі, кВт; ω_1 – кутова швидкість, рад/с.

Діаметр меншого шківа клино- та поліклинопасової передачі беруть за ДСТУ 20889–88 залежно від вибраного типу перерізу паса.

2. Діаметр більшого шківа d_2 визначають за потрібним передаточним числом із співвідношення $d_2 = Ud_1$. Остаточні діаметри d_1 та d_2 повинні бути узгоджені з відповідним стандартом.

3. Міжосьова відстань a пасової передачі визначається конструкцією машини або її привода. Рекомендується:

– для плоскопасових передач

$$a = (1,5...3)(d_1 + d_2) ; \quad (3.1.33)$$

– для клино-, полікліно- та зубчато-пасових передач

$$a = (0,55...2)(d_1 + d_2) . \quad (3.1.34)$$

Слід мати на увазі те, що при малих міжосьових відстанях передачі і відповідно малих довжинах паса маємо підвищену частоту пробігів паса, що негативно впливає на його довговічність, а при значних міжосьових відстанях можуть виникати недопустимі поперечні коливання віток паса, що впливатиме на несучу здатність передачі.

4. Кут нахилу віток β до лінії центрів шківів (рис. 3.13) визначається із допоміжного прямокутного трикутника O_1BO_2 :

$$\sin \beta = (d_2 - d_1) / (2a) . \quad (3.1.35)$$

5. Кути обхвату пасом шківів визначають за формулами (див. рис. 3.13):

– у радіанах

$$\alpha_1 = \pi - 2\beta, \quad \alpha_2 = \pi + 2\beta ; \quad (3.1.36)$$

– у градусах

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^0 - 57^0 (d_2 - d_1) / a , \\ \alpha_2 &= 180^0 + 57^0 (d_2 - d_1) / a . \end{aligned} \quad (3.1.37)$$

Кути обхвату шківів впливають на тягову здатність передачі. Рекомендують брати: $\alpha_1 \geq 150^0$ – для плоскопасових і $\alpha_1 \geq 120^0$ – для клино- та поліклінопасових передач.

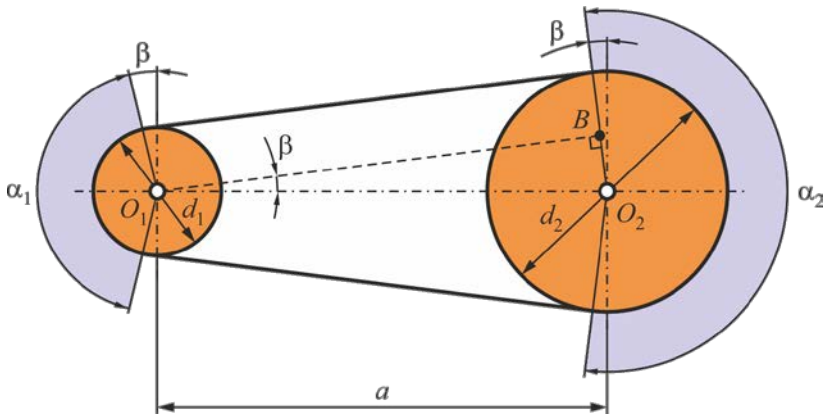


Рис. 3.13

6. Довжину паса l визначають як суму довжин прямолінійних відрізків та довжин дуг на кутах обхвату:

$$l = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a). \quad (3.1.38)$$

Міжосьову відстань пасової передачі за взятою довжиною паса та діаметрами шківів визначають за формулою:

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (3.1.39)$$

Діаметр натяжного (відтяжного) ролика беруть: для плоскопасової передачі $d_p = (0,8 \dots 1) d_1$, для клинопасової передачі $d_p \geq d_1$.

3.1.1.9. Розрахунок пасових передач на тягову здатність і довговічність

Основними критеріями роботоздатності пасових передач є такі:

- тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківями;
- довговічність паса.

Якщо не буде забезпечено перший критерій, пас почне буксувати, а якщо другий, – пас буде швидко руйнуватись.

1. Розрахунок пасової передачі на тягову здатність є основним і базується на експериментальних даних для існуючих типів пасів. Так, дослідним шляхом встановлюється взаємозв'язок відносного ковзання ε паса та ККД η передачі із коефіцієнтом тяги φ .

Коефіцієнт тяги φ – це відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (3.1.40)$$

Даний параметр характеризує ступінь завантаженості передачі.

Із збільшенням корисного навантаження F_t для деякого заданого попереднього натягу паса F_0 , тобто із збільшенням коефіцієнта тяги φ від 0 до φ_0 , спостерігається тільки пружне ковзання паса у передачі. Подальше збільшення навантаження F_t спричинює часткове буксування паса, а при $\varphi > \varphi_{\max}$ – повне буксування паса на шківях. У межах $\varphi_0 - \varphi_{\max}$ спостерігаються пружне ковзання і буксування паса.

Робоче навантаження в передачі рекомендують вибирати близьким до критичного значення коефіцієнта тяги φ_0 , якому, в свою чергу, відповідає максимальне значення ККД η передачі.

За критичним коефіцієнтом тяги φ_0 можна визначити допустиме корисне навантаження $[F_t]$ при певному попередньому натягу F_0 віток:

$$[F_t] = 2F_0\varphi_0. \quad (3.1.41)$$

Для плоских пасів $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,5$; для клинових $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$.

Вибір попереднього натягу F_0 віток паса має суттєве значення для роботи пасової передачі. При малих значеннях F_0 для взятого типу паса будемо мати відповідно малу корисну силу F_t , але достатньо високу довговічність паса і, навпаки, при великих значеннях F_0 – недостатню довговічність паса та значні навантаження на вали передачі і їхні опори.

2. Розрахунок пасових передач на довговічність. Пас працює при змінних напруженнях, до того ж один цикл напружень відповідає повному пробігу паса. Посередня оцінка довговічності паса може бути зроблена за умовою обмеження числа пробігів паса i , c^{-1} :

$$i = v/l \leq [i], \quad (3.1.42)$$

де v – швидкість паса, м/с;

l – довжина паса, м.

Допустиме число пробігів паса рекомендують брати: $[i] = (6..9) c^{-1}$ для плоских пасів; $[i] = (12..15) c^{-1}$ для клинових пасів; $[i] = (18..21) c^{-1}$ для поліклинових пасів.

Якщо умова (3.1.42) виконується, то вважають довговічність паса у конкретній передачі задовільною. Підвищити довговічність паса можна збільшенням міжосьової відстані передачі, тобто довжини паса.

Строк служби паса h , год, повинен задовольняти умову:

$$h = \left(\frac{c_H \sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{N_0 k_U k_H}{3600 z_{\text{ш}} i} \geq [h], \quad (3.1.43)$$

де c_H – коефіцієнт нерівномірності навантаження (для плоско- та поліклінопасових передач $c_H = 1$; для клинопасових $c_H = c_z$ (табл. 3.3));

σ_N – граничне напруження витривалості (для гумотканинних та шкіряних пасів $\sigma_N = 7 \text{ МПа}$; для бавовняних пасів $\sigma_N = 5 \text{ МПа}$; для пасів із синтетичних матеріалів та клинових пасів нормального перерізу $\sigma_N = 10 \text{ МПа}$; для вузьких клинових та поліклинових пасів $\sigma_N = 13 \text{ МПа}$);

m – показник степені кривої втоми паса (для гумотканинних пасів $m=7$; для шкіряних пасів $m=10$; для бавовняних пасів $m=4$; для клинових, поліклинових та пасів із синтетичних матеріалів $m=8$);

N_0 – базове число циклів ($N_0=10^7$);

$k_U \approx 1,5 \sqrt[3]{U} - 0,5$ – коефіцієнт, який враховує вплив передаточного відношення в передачі;

k_H – коефіцієнт, який враховує характер навантаження (при навантаженні, яке періодично змінюється від нуля до номінального значення $k_H=2$; при постійному навантаженні $k_H=1$);

$z_{\text{ш}}$ – число шківів та натяжних роликів у передачі (якщо кут охоплення пасом шківа або ролика менше 80° , то даний шків або ролик можна не враховувати).

Допустимий строк служби паса не менше:

- для легкого режиму роботи $[h] = 5000 \text{ год}$;
- для середнього режиму роботи $[h] = 2000 \text{ год}$;
- для важкого режиму роботи $[h] = 1000 \text{ год}$.

Якщо умова (3.1.43) не виконується, то необхідно зменшити максимальне напруження в пасі та/або число пробігів паса (необхідно збільшити діаметр меншого шківів та/або міжосьову відстань, та/або кількість клинових пасів (ребер для поліклинового пасу)).

3.1.1.10. Методика розрахунку пасових передач

При розрахунку різних пасових передач обов'язково виконується розрахунок на тягову здатність (як основний) та на довговічність (як додатковий). Нижче буде розглянуто особливості і порядок розрахунку різних пасових передач.

1. Методика розрахунку плоскопасових передач. Розрахунок на тягову здатність плоскопасової передачі зводиться до визначення ширини b перерізу паса.

Основні етапи розрахунку плоскопасової передачі наступні:

1.1. Визначаємо діаметр ведучого шківів (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.30) та приймаємо значення з стандартного ряду (додаток 2, табл. 1).

1.2. Визначаємо діаметр веденого шківів (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12).

1.3. Уточнюємо передаточне число U_ϕ (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12) та визначаємо відхилення передаточного числа привода за формулою:

$$\frac{\Delta U}{U} 100\% \leq 3\% , \quad (3.1.44)$$

де $\Delta U = |U_\phi - U|$ – відхилення від передаточного числа передачі.

1.4. Визначаємо міжосьову відстань (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.33).

1.5. Визначаємо кут обхвату меншого шківів (див. п.п. 3.1.1.8, формули 3.1.36 та 3.1.37).

1.6. Визначаємо довжину паса (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.38).

1.7. Визначаємо швидкість паса за формулою:

$$v = 0,5d_1\omega_1 = \pi d_1 n_1 / 60 . \quad (3.1.45)$$

1.8. Обираємо пас та перевіряємо виконання умови:

$$\delta = \delta_0 z \leq 0,025d_1 . \quad (3.1.46)$$

1.9. Визначаємо допустиме робоче навантаження за формулою:

$$[p] = p_0 c_\alpha c_v c_\theta / c_p, \quad (3.1.47)$$

де p_0 – найбільше допустиме навантаження на прокладку (додаток 2, табл. 2);

c_α – коефіцієнт кута обхвату ($c_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1)$);

c_v – коефіцієнт швидкості ($c_v = 1,04 - 0,0004v^2$);

c_θ – коефіцієнт впливу розташування передачі та способу регулювання натягу паса (додаток 2, табл. 3);

c_p – коефіцієнт режиму роботи (додаток 2, табл. 4).

1.10. Визначаємо колову силу за формулою:

$$F_t = P_1 / v, H, \quad (3.1.48)$$

де P_1 – потужність на ведучому шківі, Вт.

1.11. Визначаємо ширину паса за формулою:

$$b \geq \frac{F_t}{z[p]}. \quad (3.1.49)$$

Отримане значення ширини паса округлюємо до найближчого більшого стандартного (див. додаток 2, табл. 5).

1.12. Визначаємо решту сил, які діють на вітки паса та на вали передачі:

– сила попереднього натягу

$$F_0 = \sigma_0 b \delta, \quad (3.1.50)$$

де σ_0 – напруження від попереднього натягу (для гумотканинних та шкіряних пасів $\sigma_0 = 2 \text{ Н/мм}^2$; для бавовняних $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$; для пасів з синтетичних матеріалів $\sigma_0 = 3 \text{ Н/мм}^2$);

– сили натягу в вітках паса (див. п.п. 3.1.1.6, формула 3.1.15);

– відцентрова сила

$$F_v = \rho b \delta v^2, H, \quad (3.1.51)$$

де ρ – густина матеріалу паса (приймаємо $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$);

– сили, які діють на вали передачі (див. п.п. 3.1.1.6, формула 3.1.17).

1.13. Визначаємо напруження в вітках паса та перевіряємо умову міцності (див. п.п. 3.1.1.7).

1.14. Виконуємо розрахунок паса на довговічність за умовою обмеження числа пробігів паса та за строком служби паса (п.п. 3.1.1.9, формули 3.1.42 та 3.1.43).

2. Методика розрахунку клинопасових передач. Розрахунок на тягову здатність клинопасової передачі зводиться до визначення необхідної кількості клинових пасів.

Основні етапи розрахунку клинопасової передачі наступні:

2.1. Обираємо переріз паса (додаток 3, табл. 1 і табл. 2).

2.2. З отриманого інтервалу значень (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.31), обираємо необхідне значення діаметра ведучого шківів (див. додаток 3, табл. 3; додаток 2, табл. 1).

2.3. Визначаємо діаметр веденого шківів (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12).

2.4. Уточнюємо передаточне число U_ϕ (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12) та визначаємо відхилення передаточного числа привода за формулою (3.1.44).

2.5. Визначаємо міжосьову відстань (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.34).

2.6. Визначаємо довжину паса (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.38) та округлюємо до найближчого більшого стандартного (див. додаток 3, табл. 4).

2.7. Уточнюємо міжосьову відстань (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.39).

2.8. Визначаємо кут обхвату меншого шківів (див. п.п. 3.1.1.8, формули 3.1.36 та 3.1.37).

2.9. Визначаємо швидкість паса (формула 3.1.45).

2.10. Визначаємо необхідне число клинових пасів за формулою:

$$z = P_1 / [P], \quad (3.1.52)$$

де

$$[P] = (P_0 c_\alpha c_l - \Delta P) / c_p \quad (3.1.53)$$

– допустима потужність, яка передається одним пасом.

Тут в (3.1.53):

– P_0 – номінальна потужність, яка передається одним пасом, kBm (додаток 3, табл. 5 – для клинових пасів нормального перерізу; додаток 3, табл. 6 – для клинових пасів вузького перерізу);

– c_α – коефіцієнт кута обхвату (див. додаток 3, табл. 7);

– c_l – коефіцієнт довжини паса ($c_l = \sqrt[6]{l/l_0}$ або додаток 3, табл. 8);

– c_p – коефіцієнт режиму роботи (див. додаток 2, табл. 4);

– ΔP – поправка до потужності:

$$\Delta P = 0,0001 \cdot \Delta T n_1, \quad (3.1.54)$$

де ΔT – поправка до моменту (див. додаток 3, табл. 9).

Отримане значення для z округлюємо до найбільшого цілого. Якщо при розрахунках отримують, що $z=1$, то даний варіант паса відкидаємо та розглядаємо інші варіанти перерізів пасів.

2.11. Визначаємо сили, які діють на вітки паса та на вали передачі:

– колова сила (формула 3.1.48);

– сила попереднього натягу одного клинового паса

$$F_0 = \frac{780P_1 c_p c_l}{z \nu c_\alpha} + qv^2, \quad (3.1.55)$$

де P_1 – потужність на валу електродвигуна, κBm ,
 q – маса одного метра паса (див. додаток 3, табл. 3);
– сили натягу в вітках паса

$$F_1 = zF_0 + F_t / 2, \quad F_2 = zF_0 - F_t / 2; \quad (3.1.56)$$

– відцентрова сила, яка діє на один клиновий пас (див. п.п. 3.1.1.6, формула 3.1.16) (при розрахунку приймаємо $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$);
– сили, які діють на вали передачі

$$R = 2F_0 z \sin(\alpha_1 / 2). \quad (3.1.57)$$

2.12. Визначаємо напруження в вітках одного клинового паса та перевіряємо умову міцності (див. п.п. 3.1.1.7).

2.13. Виконуємо розрахунок для одного клинового паса на довговічність (п.п. 3.1.1.9, формули 3.1.42 та 3.1.43).

3. Методика розрахунку поліклінопасових передач. Розрахунок на тягову здатність поліклінопасової передачі зводиться до визначення числа ребер поліклінового паса.

Основні етапи розрахунку клинопасової передачі наступні:

3.1. Обираємо переріз паса (див. додаток 4, табл. 1).

3.2. З отриманого інтервалу значень (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.32), обираємо необхідне значення діаметра ведучого шківів (див. додаток 4, табл. 2).

3.3. Визначаємо діаметр веденого шківів (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12).

3.4. Уточнюємо передаточне число U_ϕ (див. п.п. 3.1.1.5, формула 3.1.12) та визначаємо відхилення передаточного числа привода за формулою (3.1.44).

3.5. Визначаємо міжосьову відстань (п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.34).

3.6. Визначаємо довжину паса (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.38) та округлюємо до найближчого більшого стандартного (див. додаток 3, табл. 4 та додаток 4, табл. 3).

3.7. Уточнюємо міжосьову відстань (п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.39).

3.8. Визначаємо кут обхвату меншого шківів (див. п.п. 3.1.1.8, формули 3.1.36 та 3.1.37).

3.9. Визначаємо швидкість паса (формула 3.1.45).

3.10. Визначаємо необхідне число ребер поліклінового паса:

$$z = 10P_1 / [P]. \quad (3.1.58)$$

У формулі (3.1.58) допустиму потужність $[P]$ та поправку до потужності ΔP розраховуємо за формулами (3.1.53) та (3.1.54).

При розрахунках приймаємо:

- P_0 – номінальна потужність, яка передається одним пасом з десятима клиновими виступами, κBm (додаток 4, табл. 4);
- c_α – коефіцієнт кута обхвату (див. додаток 3, табл. 7);
- c_l – коефіцієнт довжини паса ($c_l = \sqrt[6]{l/l_0}$ або додаток 3, табл. 8);
- c_p – коефіцієнт режиму роботи (див. додаток 2, табл. 4);
- ΔT – поправка до моменту (див. додаток 3, табл. 9).

Отримане значення для z округлюємо до найбільшого цілого.

3.11. Визначаємо сили, які діють на вітки паса та на вали передачі:

- колова сила (формула 3.1.48);
- сила попереднього натягу

$$F_0 = \frac{780P_1 c_p c_l}{v c_\alpha} + \frac{qz}{10} v^2, \quad (3.1.59)$$

- де q – маса одного метра паса з 10-ма ребрами (див. додаток 4, табл. 3);
- сили натягу у вітках паса (див. п.п. 3.1.1.6, формула 3.1.15);
- відцентрова сила (при розрахунку приймаємо $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$)

$$F_v = \rho A z v^2 / 10, \text{ H}; \quad (3.1.60)$$

- сили, які діють на вали передачі (див. п.п. 3.1.1.6, формула 3.1.17).

3.12. Визначаємо напруження у вітках паса та перевіряємо умову міцності (див. п.п. 3.1.1.7). При розрахунках врахувати, що у формулах (3.1.18), (3.1.19) та (3.1.22) з'являється множник $(10/z)$.

3.13. Виконуємо розрахунок паса на довговічність (п.п. 3.1.1.9, формули 3.1.42 та 3.1.43).

4. Методика розрахунку зубчасто-пасових передач. Розрахунок на тягову здатність зубчасто-пасової передачі зводиться до визначення ширини паса.

Основні етапи розрахунку зубчасто-пасової передачі наступні:

- 4.1. Приймаємо модуль m зубців паса (додаток 5, табл.1 та табл.2).
- 4.2. Приймаємо число зубців z_1 ведучого шківів (додаток 5, табл.3).
- 4.3. Визначаємо число зубців веденого шківів за формулою:

$$z_2 = Uz_1. \quad (3.1.61)$$

4.4. Уточнюємо передаточне число U_ϕ (формула 3.1.61) та визначаємо відхилення передаточного числа привода за формулою (3.1.44).

4.5. Визначаємо розрахункові діаметри шківів за формулами:

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2. \quad (3.1.62)$$

- 4.6. Визначаємо міжосьову відстань (п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.34).
- 4.7. Визначаємо довжину паса (див. п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.38).
- 4.8. Визначаємо число зубців паса за формулою:

$$z_p = l / (\pi m). \quad (3.1.63)$$

Отримане значення округлюємо до найближчого більшого (див. додаток 5, табл. 4) та уточнюємо кінцеву довжину паса $l = \pi m z_p$.

4.9. Уточнюємо міжосьову відстань (п.п. 3.1.1.8, формула 3.1.39).

4.10. Визначаємо кут обхвату меншого шківа (формула 3.1.37).

4.11. Визначаємо число зубців паса, які знаходяться одночасно в зачепленні з ведучим шківом за формулою:

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360. \quad (3.1.64)$$

Якщо $z_0 \geq 6$, то умова обхвату шківа виконується. Якщо $z_0 < 6$, то необхідно збільшити міжосьову відстань або кількість зубців z_1 ведучого шківа, та перевірити умову обхвату знову.

4.12. Визначаємо швидкість паса (формула 3.1.45).

4.13. Визначаємо колову силу (формула 3.1.48).

4.14. Визначаємо ширину паса:

$$b = F_t / [q], \quad (3.1.65)$$

де $[q]$ – допустима питома сила на 1 мм ширини паса, Н/мм. Тут

$$[q] = \frac{q_0}{c_p c_\psi c_n} - qv^2, \quad (3.1.66)$$

де q_0 – номінальна питома сила на 1 мм ширини паса, Н/мм (див. додаток 5, табл. 3);

c_p – коефіцієнт режиму роботи (див. додаток 2, табл. 4);

c_ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу колової сили між зубцями по дузі обхвату ($c_\psi = 1, 1.1 \dots 1.25$);

c_n – коефіцієнт, який враховує наявність натяжного ролика (див. додаток 5, табл. 5);

q – маса 1 м довжини паса шириною 1 мм, кг/(м·мм) (див. додаток 5, табл. 4).

Розрахункове значення ширини зубчастого паса b заокруглюємо до найближчого більшого із стандартного ряду (додаток 5, табл. 4). Перевіряємо умову ширини ведучого шківа $b \leq d_1$. Якщо умова не виконується, то збільшуємо z_1 і повторюємо розрахунки знову.

4.15. Визначаємо сили, які діють на вітки паса та на вали передачі:

– відцентрова сила

$$F_v = bq v^2; \quad (3.1.67)$$

– сила попереднього натягу

$$F_0 = (1, 1.1 \dots 1, 3) F_v; \quad (3.1.68)$$

– сили, які діють на вали передачі

$$R = (1, 0 \dots 1, 2) F_t. \quad (3.1.69)$$

3.1.2. Приклади розрахунку пасових передач

3.1.2.1. Плоскопасова передача

Вихідні дані для розрахунку:

- потужність електродвигуна (I клас): $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$;
- частота обертання двигуна: $n_1 = 1445 \text{ об/хв}$;
- передаточне число: $U = 3,55$;
- режим роботи середній, робота однозмінна;
- нахил міжосьової лінії до горизонту – 30^0 .

1.1. Визначаємо діаметр ведучого шківів:

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3,14 \cdot 1445 / 30 \approx 151,32 \text{ рад/с};$$

$$d_1 = (550 \dots 850) \sqrt[3]{P_1 / \omega_1} = (550 \dots 850) \sqrt[3]{5,5 / 151,32} \approx 182,2 \dots 281,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо (додаток 2, табл. 1): $d_1 = 200 \text{ мм}$.

1.2. Визначаємо діаметр веденого шківів (при $\xi=0,015$):

$$d_2 = U d_1 (1 - \xi) = 3,55 \cdot 200 \cdot (1 - 0,015) = 699,35 \text{ мм.}$$

Приймаємо (додаток 2, табл. 1): $d_2 = 710 \text{ мм}$.

1.3. Уточнюємо передаточне число:

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{710}{200(1 - 0,015)} \approx 3,6.$$

Відхилення передаточного числа привода становить:

$$\frac{|3,6 - 3,55|}{3,55} 100\% \approx 1,41\% \leq 3\%.$$

Відхилення в допустимих межах.

1.4. Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = (1,5 \dots 3)(d_1 + d_2) = (1,5 \dots 3)(200 + 710) = 1365 \dots 2730 \text{ мм.}$$

Приймаємо: $a = 1500 \text{ мм}$.

1.5. Визначаємо кут обхвату меншого шківів:

$$\alpha_1 = 180^0 - 57^0 \frac{710 - 200}{1500} = 160,62^0 \geq 150^0.$$

Умова обхвату виконується.

1.6. Визначаємо довжину паса:

$$l = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 1500 + \frac{3,14(200 + 710)}{2} + \frac{(710 - 200)^2}{4 \cdot 1500} \approx 4473 \text{ мм.}$$

1.7. Визначаємо швидкість паса:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 1445}{60} \approx 15,13 \text{ м/с.}$$

1.8. Обираємо пас БКНЛІ типу Б: $\delta_0 = 1,2 \text{ мм}$; $z = 4$; $p_0 = 3 \text{ Н/мм}$. Перевіряємо виконання умови:

$$\delta = \delta_0 z = 1,2 \cdot 4 = 4,8 \text{ мм} \leq 0,025 d_1 = 0,025 \cdot 200 = 5 \text{ мм}.$$

1.9. Визначаємо допустиме питоме робоче навантаження.

Коефіцієнт кута обхвату:

$$c_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 160,62) \approx 0,942.$$

Коефіцієнт швидкості:

$$c_v = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 15,13^2 \approx 0,948.$$

Коефіцієнт впливу розташування передачі та способу регулювання натягу паса: $c_\theta = 1$.

Коефіцієнт режиму роботи: $c_p = 1$.

Отже, отримуємо

$$[p] = \frac{3 \cdot 0,942 \cdot 0,948 \cdot 1}{1} \approx 2,68 \text{ Н/мм.}$$

1.10. Визначаємо колову силу:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{15,13} \approx 363,5 \text{ Н.}$$

1.11. Визначаємо ширину паса:

$$b \geq \frac{F_t}{z[p]} = \frac{363,5}{4 \cdot 2,68} \approx 33,91 \text{ мм.}$$

Приймаємо (див. додаток 2, табл. 1): $b = 40 \text{ мм}$.

1.12. Визначаємо решту сил, які діють на вітки паса та на вали передачі:

– сила попереднього натягу (при $\sigma_0 = 2 \text{ Н/мм}^2$)

$$F_0 = \sigma_0 b \delta = 2 \cdot 40 \cdot 4,8 = 384 \text{ Н;}$$

– сили натягу в вітках паса

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 384 + \frac{363,5}{2} = 565,75 \text{ Н,}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 384 - \frac{363,5}{2} = 202,25 \text{ Н;}$$

– відцентрова сила (при $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$)

$$F_v = \rho b \delta v^2 = 1150 \cdot 0,04 \cdot 0,004 \cdot 15,13^2 \approx 42,12 \text{ Н;}$$

– сили, які діють на вали передачі

$$R = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 384 \cdot \sin\left(\frac{160,62}{2}\right) \approx 757 \text{ Н.}$$

1.13. Визначаємо напруження у вітках паса та перевіряємо умову міцності.

Напруження від попереднього натягу: $\sigma_0 = 2 \text{ Н/мм}^2$.

Напруження при передаванні робочого навантаження:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{\delta b} = \frac{363,5}{4,8 \cdot 40} \approx 1,893 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруження від дії відцентрових сил:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{F_v}{\delta b} = \frac{42,12}{4,8 \cdot 40} \approx 0,22 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруження від згину (при $E_n=85 \text{ МПа}$):

$$\sigma_{зг1} = \frac{\delta E_n}{d_1} = \frac{4,8 \cdot 85}{200} = 2,04 \text{ Н/мм}^2.$$

Максимальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{зг1} = 2 + 0,5 \cdot 1,893 + 0,22 + 2,04 \approx 5,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Перевіряємо умову міцності паса:

$$\sigma_{\max} = 5,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_n] = 6 \dots 8 \text{ МПа.}$$

1.14. Виконуємо розрахунок паса на довговічність.

Перевіряємо умову числа пробігів паса:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{15,13}{4,473} \approx 3,382 \text{ с}^{-1} \leq [i] = 6 \dots 9 \text{ с}^{-1}.$$

Умова виконується.

Визначаємо строк служби паса. Приймаємо наступні значення параметрів:

$$c_H = 1; \quad \sigma_N = 7 \text{ МПа}; \quad m = 7; \quad N_0 = 10^7;$$

$$k_U = 1,5\sqrt[3]{U} - 0,5 = 1,5\sqrt[3]{3,6} - 0,5 \approx 1,8; \quad k_H = 1; \quad z_{ш} = 2.$$

Отже, остаточно

$$h = \left(\frac{c_H \sigma_N}{\sigma_{\max}}\right)^m \frac{N_0 k_U k_H}{3600 z_{ш} i} = \left(\frac{1 \cdot 7}{5,2}\right)^7 \frac{10^7 \cdot 1,8 \cdot 1}{3600 \cdot 2 \cdot 3,382} \approx 5922 \text{ год.}$$

Тут

$$h = 5922 \text{ год} > [h] = 2000 \text{ год.}$$

Умова виконується.

3.1.2.2. Клинопасова передача

Вихідні дані для розрахунку аналогічні даним прикладу розглянутому в п.п. 3.1.2.1.

2.1. Обираємо переріз паса. Визначимо крутний момент на швидкохідному валу (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{5,5}{1445} \approx 36,35 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідно до рекомендацій додатку 3, табл. 1 та табл. 2, обираємо: клинові паси нормального перерізу *A* та *B*, і клиновий вузький перерізу *У0*. Для порівняння розрахунків передачі будемо вести для всіх обраних варіантів перерізів паса. Результати розрахунку зведемо в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

№ п/п	Величина, що визначається	Результати розрахунку для паса		
		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>У0</i>
1	2	3	4	5
2.2.	Діаметр ведучого шківів d_1 , мм (формула 3.1.31; додаток 3, табл. 3; додаток 2, табл. 1)	140	160	140
2.3.	Діаметр веденого шківів d_2 , мм (при $\xi=0,015$) (формула 3.1.12; додаток 2, табл. 1)	(489,6) 500	(559,5) 560	(489,6) 500
2.4.	Фактичне передаточне число U_f ($\Delta U/U$, %) (формула 3.1.12 та 3.1.44)	3,626 (2,14% < 3%)	3,553 (0,08% < 3%)	3,626 (2,14% < 3%)
2.5.	Міжосьова відстань a , мм (формула 3.1.34)	800		
2.6.	Довжина паса l , мм (формула 3.1.38; додаток 3, табл. 4)	(2646) 2800	(2781) 2800	(2646) 2800
2.7.	Уточнена міжосьова відстань a , мм (формула 3.1.39)	879	810	879
2.8.	Кут обхвату меншого шківів α_1 , град (формула 3.1.37)	156,7 > 120	151,85 > 120	156,7 > 120
	Умова обхвату	виконується		
2.9.	Швидкість паса v , м/с (формула 3.1.45)	10,6	12,1	10,6

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4	5
2.10.	Номинальна потужність, яка передається одним пасом P_0 , κBm (додаток 3, табл. 5 і табл. 6)	2,59	4,11	4,11
	Коефіцієнт c_α (додаток 3, табл. 7)	0,94	0,926	0,94
	Коефіцієнт c_l (додаток 3, табл. 8)	1,087	1,038	1,098
	Коефіцієнт c_p (додаток 2, табл. 4)	1		
	Поправки ΔP , κBm (ΔT , $H:m$) (додаток 3, табл. 9; формула 3.1.54)	0,173 (1,2)	0,448 (3,1)	0,246 (1,7)
	Допустима потужність, яка передається одним пасом $[P]$, κBm (формула 3.1.53)	2,473	3,5	4
	Число клинових пасів z (формула 3.1.52)	(2,22) 3	(1,57) 2	(1,375) 2
2.11.	Колова сила F_t , H (формула 3.1.48)	519	454,5	519
	Сила попереднього натягу одного паса F_0 , H (формула 3.1.55; додаток 3, табл. 3)	167,24	225,07	244,24
	Сили натягу в вітках паса F_1 (F_2), H (формула 3.1.56)	761,22 (242,2)	677,4 (223)	748 (229)
	Відцентрова сила F_v , H (при $\rho=1150 \text{ кг/м}^3$) (формула 3.1.16)	10,5	23,24	7,24
	Сили, які діють на вали передачі R , H (формула 3.1.57)	983	873,3	956,8
2.12.	Напруження від попереднього натягу σ_0 , $H/мм^2$ (формула 3.1.18)	2,065	1,631	4,361
	Напруження при передаванні робочого навантаження одним пасом σ_t , $H/мм^2$ (формула 3.1.19)	2,136	1,647	4,634

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4	5
	Напруження від дії відцентрових сил $\sigma_v, Н/мм^2$ (формула 3.1.22)	0,13	0,168	0,13
	Напруження від згину $\sigma_{z\pm 1}, Н/мм^2$ (при $E_n=100$ МПа) (формула 3.1.24)	4,286	5	5,714
	Максимальне напруження $\sigma_{max}, Н/мм^2$ (формула 3.1.26)	7,55	7,62	12,52
	Умова міцності (формула 3.1.29)	виконується		
2.13.	Число пробігів паса i, c^{-1} (формула 3.1.42)	3,786	4,321	3,786
	Умова довговічності за числом пробігів паса	виконується		
	Строк служби паса $h, год$ (формула 3.1.43) Значення параметрів: $c_n=0,95$ при $z=2\dots 3$; $\sigma_N=10$ МПа; $m=8$; $N_0=10^7$; $k_n=1$; $z_{iu}=2$.	4149 ($k_U=1,8$; $\sigma_N=10$ МПа)	3356 ($k_U=1,789$; $\sigma_N=10$ МПа)	592 ($k_U=1,8$; $\sigma_N=13$ МПа)
	Умова довговічності за строком служби паса (при середньому навантаженні) (формула 3.1.43)	виконується		не виконується

З отриманих результатів видно, що найкращим варіантом є клиновий пас нормального перерізу *A* (має більший строк служби та найменші напруження згину в пасі).

Прийнятним варіантом також є і клиновий пас нормального перерізу *B* (незважаючи на менший строк служби (на 20%), має меншу кількість клинових пасів).

Найменш прийнятним варіантом є клиновий вузький пас перерізу *У0*, для якого не виконується умова довговічності за строком служби паса. Для збільшення строку служби паса, без збільшення габаритів передачі, необхідно зменшити напруження, які виникають у його вітках (збільшимо діаметр ведучого шківів та прийmemo $z=3$) (див. рекомендації п.п. 3.1.1.9). Результати представимо нижче.

2.2. Приймаємо діаметр ведучого шківa $d_1 = 160$ мм.

2.3. – 2.9. Результати розрахунку даних підпунктів аналогічні результатам для клинового пасу нормального перерізу *Б*. Тому відразу приймаємо що:

$$d_2 = 560 \text{ мм}; \quad U_\phi = 3,553; \quad l = 2800 \text{ мм};$$

$$a = 810 \text{ мм}; \quad \alpha_1 = 151,85^0; \quad v = 12,1 \text{ м/с}.$$

2.10. Приймаємо наступні значення параметрів та коефіцієнтів:

$$P_0 = 4,81 \text{ кВт}; \quad c_\alpha = 0,926; \quad c_l = 1,098; \quad c_p = 1; \quad \Delta T = 1,7 \text{ Н·м};$$

$$\Delta P = 0,246 \text{ кВт}; \quad [P] = 4,645 \text{ кВт}.$$

Число клинових пасів $z = 3$.

2.11. Визначаємо сили, які діють на вали та вітки пасової передачі:

– колова сила

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{12,1} \approx 454,5 \text{ Н};$$

– сила попереднього натягу

$$F_0 = \frac{780 P_1 c_p c_l}{z v c_\alpha} + q v^2 = \frac{780 \cdot 5,5 \cdot 1 \cdot 1,098}{3 \cdot 12,1 \cdot 0,926} + 0,07 \cdot 12,1^2 = 150,4 \text{ Н};$$

– сили натягу в вітках паса

$$F_1 = z F_0 + \frac{F_t}{2} = 3 \cdot 150,4 + \frac{454,5}{2} = 678,45 \text{ Н},$$

$$F_2 = z F_0 - \frac{F_t}{2} = 3 \cdot 150,4 - \frac{454,5}{2} \approx 224 \text{ Н};$$

– відцентрова сила (при $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$)

$$F_v = \rho A v^2 = 1150 \cdot 0,000056 \cdot 12,1^2 \approx 9,43 \text{ Н};$$

– сили, які діють на вали передачі

$$R = 2 F_0 z \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 150,4 \cdot 3 \cdot \sin\left(\frac{151,85}{2}\right) \approx 875,3 \text{ Н}.$$

2.12. Визначаємо напруження в вітках одного клинового паса та перевіряємо умову міцності:

– напруження від попереднього натягу

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{150,4}{56} \approx 2,686 \text{ Н/мм}^2;$$

– напруження при передаванні робочого навантаження

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A z} = \frac{454,5}{56 \cdot 3} \approx 2,705 \text{ Н/мм}^2;$$

– напруження від дії відцентрових сил

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{9,43}{56} \approx 0,168 \text{ Н/мм}^2;$$

– напруження від згину (при $E_n=100$ МПа)

$$\sigma_{z21} = \frac{hE_n}{d_1} = \frac{8 \cdot 100}{160} = 5 \text{ Н/мм}^2;$$

– максимальне напруження

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{z21} = \\ &= 2,686 + 0,5 \cdot 2,705 + 0,168 + 5 \approx 9,207 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Перевіряємо умову міцності паса:

$$\sigma_{\max} = 9,207 \text{ МПа} \leq [\sigma_n] = 12 \dots 15 \text{ МПа}.$$

1.14. Виконуємо розрахунок паса на довговічність.

Перевіряємо умову числа пробігів паса:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{12,1}{2,8} \approx 4,321 \text{ с}^{-1} \leq [i] = 12 \dots 15 \text{ с}^{-1}.$$

Умова виконується.

Визначаємо строк служби паса. Приймаємо наступні значення параметрів:

$$c_n = 0,95; \quad \sigma_N = 13 \text{ МПа}; \quad m = 8; \quad N_0 = 10^7;$$

$$k_U = 1,5\sqrt[3]{U} - 0,5 = 1,5\sqrt[3]{3,553} - 0,5 \approx 1,789; \quad k_n = 1; \quad z_{ul} = 2.$$

Отже, остаточно

$$h = \left(\frac{c_n \sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{N_0 k_U k_n}{3600 z_{ul} i} = \left(\frac{0,95 \cdot 13}{9,207} \right)^8 \frac{10^7 \cdot 1,789 \cdot 1}{3600 \cdot 2 \cdot 4,321} \approx 6027 \text{ год}.$$

Тут

$$h = 6027 \text{ год} > [h] = 2000 \text{ год}.$$

Умова виконується.

В результаті незначного збільшення (приблизно на 14%) діаметра ведучого шківів та кількості пасів з двох до трьох, отримали суттєве збільшення строку служби паса (в 1,45 раз більше строку служби клинового паса нормального перерізу *A* та в 1,8 раз більше строку служби клинового паса нормального перерізу *B*). При цьому габарити передачі зменшились, що зумовлено зменшенням міжосьової відстані з 879 мм до 810 мм.

Отже, в даному випадку для клинопасової передачі найкращим варіантом буде клиновий вузький пас перерізу *У0* (передача стала більш компактною та надійною).

3.1.2.3. Поліклінопасова передача

Вихідні дані для розрахунку аналогічні даним прикладу розглянутому в п.п. 3.1.2.1.

3.1. Обираємо переріз паса. Визначимо крутний момент на швидкохідному валу (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{5,5}{1445} \approx 36,35 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідно до рекомендацій додатку 4, табл. 1, обираємо: полікліновий пас перерізу K та L . Для порівняння розрахунків передачі будемо вести для обох вибраних варіантів перерізів паса. Результати розрахунку зведемо в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

№ п/п	Величина, що визначається	Результати розрахунку для паса	
		K	L
1	2	3	4
3.2.	Діаметр ведучого шківів d_1 , мм (формула 3.1.32; додаток 4, табл. 1)	140	180
3.3.	Діаметр веденого шківів d_2 , мм (при $\xi=0,015$) (формула 3.1.12; додаток 4, табл. 1)	(489,55) 500	(629,41) 630
3.4.	Фактичне передаточне число U_f ($\Delta U/U$, %) (формула 3.1.12 та 3.1.44)	3,626 (2,14% < 3%)	3,553 (0,08% < 3%)
3.5.	Міжосьова відстань a , мм (формула 3.1.34)	450	500
3.6.	Довжина паса l , мм (формула 3.1.38; додаток 3, табл. 4)	(1977,3) 2000	(2373,6) 2500
3.7.	Уточнена міжосьова відстань a , мм (формула 3.1.39)	462	569
3.8.	Кут обхвату меншого шківів α_1 , град (формула 3.1.37)	135,58 > 120	134,92 > 120
	Умова обхвату	виконується	
3.9.	Швидкість паса v , м/с (формула 3.1.45)	10,6	13,62

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4
3.10.	Номинальна потужність, яка передається одним пасом з 10-а клиновими виступами P_0 , κBm (додаток 4, табл. 4)	4,528	13,128
	Коефіцієнт c_α (додаток 3, табл. 7)	0,877	0,875
	Коефіцієнт c_l (додаток 3, табл. 8)	1,188	1,077
	Коефіцієнт c_p (додаток 2, табл. 4)	1	
	Поправки ΔP , κBm (ΔT , $H \cdot m$) (додаток 3, табл. 9; формула 3.1.54)	0,1 (0,7)	0,78 (5,4)
	Допустима потужність $[P]$, κBm (формула 3.1.53)	4,618	11,59
	Число ребер поліклинового паса z (формула 3.1.58)	(11,9) 12	(4,74) 5
3.11.	Колова сила F_t , H (формула 3.1.48)	519	404
	Сила попереднього натягу F_0 , H (формула 3.1.59; додаток 4, табл. 3)	560,4	429,4
	Сили натягу в вітках паса F_1 (F_2), H (формула 3.1.15)	820 (301)	631,4 (227,4)
	Відцентрова сила F_v , H (при $\rho=1150 \text{ кг/м}^3$) (формула 3.1.60)	11,24	38
	Сили, які діють на вали передачі R , H (формула 3.1.17)	1038	793,2
3.12.	Напруження від попереднього натягу σ_0 , $H/мм^2$ (формула 3.1.18)	6,44	2,41
	Напруження при передаванні робочого навантаження σ_t , $H/мм^2$ (формула 3.1.19)	5,966	2,27

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4
	Напруження від дії відцентрових сил $\sigma_v, Н/мм^2$ (формула 3.1.22)	0,13	0,213
	Напруження від згину $\sigma_{зг1}, Н/мм^2$ (при $E_n=90$ МПа) (формула 3.1.25)	4,307	7,25
	Максимальне напруження $\sigma_{max}, Н/мм^2$ (формула 3.1.26)	13,86	11
	Умова міцності (формула 3.1.28)	виконується	
3.13.	Число пробігів паса i, c^{-1} (формула 3.1.42)	5,3	5,45
	Умова довговічності за числом пробігів паса	виконується	
	Строк служби паса $h, год$ (формула 3.1.43) Значення параметрів: $c_n=1; \sigma_n=13$ МПа; $m=8$; $N_0=10^7; k_n=1; z_{u1}=2$.	282,6 ($k_U=1,8$)	1735 ($k_U=1,789$)
	Умова довговічності за строком служби паса (при середньому навант.)	не виконується	

З отриманих результатів видно, що для обох варіантів перерізів паса не виконується умова довговічності за строком служби паса. Для збільшення строку служби паса, без зміни габаритів передачі, необхідно зменшити напруження, які виникають у його вітках (збільшило кількість ребер поліклінового паса) (див. рекомендації п.п. 3.1.1.9). Результати представимо в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

№ п/п	Величина, що визначається	Результати розрахунку для паса	
		K	L
1	2	3	4
	Число ребер поліклінового паса z	20	10
3.11.	Колова сила $F_t, Н$ (формула 3.1.48)	519	404
	Сила попереднього натягу $F_0, Н$ (формула 3.1.59; додаток 4, табл. 3)	568,5	471,2

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4
	Сили натягу в вітках паса F_1 (F_2), H (формула 3.1.15)	828 (309)	673,2 (269,2)
	Відцентрова сила F_v , H (при $\rho=1150 \text{ кг/м}^3$) (формула 3.1.60)	18,74	75,95
	Сили, які діють на вали передачі R , H (формула 3.1.17)	1052,6	870,4
3.12.	Напруження від попереднього натягу σ_0 , $H/\text{мм}^2$ (формула 3.1.18)	3,92	1,324
	Напруження при передаванні робочого навантаження σ_t , $H/\text{мм}^2$ (формула 3.1.19)	3,58	1,135
	Напруження від дії відцентрових сил σ_v , $H/\text{мм}^2$ (формула 3.1.22)	0,13	0,213
	Напруження від згину $\sigma_{z\pm 1}$, $H/\text{мм}^2$ (при $E_n=90 \text{ МПа}$) (формула 3.1.25)	4,307	7,25
	Максимальне напруження σ_{max} , $H/\text{мм}^2$ (формула 3.1.26)	10,147	9,355
	Умова міцності (формула 3.1.28)	виконується	
3.13.	Число пробігів паса i , c^{-1} (формула 3.1.42)	5,3	5,45
	Умова довговічності за числом пробігів паса	виконується	
	Строк служби паса h , год (формула 3.1.43) Значення параметрів: $c_n=1$; $\sigma_N=13 \text{ МПа}$; $m=8$; $N_0=10^7$; $k_n=1$; $z_{un}=2$.	3424 ($k_U=1,8$)	6340 ($k_U=1,789$)
	Умова довговічності за строком служби паса (при середньому навант.)	виконується	

Аналізуючи результати скоригованих розрахунків видно, що обидва варіанти перерізів паса є прийнятними. Строк служби поліклинового паса перерізу L майже у 2 рази більший ніж поліклинового паса перерізу K , що зумовлено меншою лише на 8% величиною максимального напруження.

Отже, в даному випадку найкращим варіантом буде поліклиновий пас перерізу L (передача матиме більший термін служби).

3.1.2.4. Передача зубчастим пасом

Вихідні дані для розрахунку аналогічні даним прикладу розглянутому в п.п. 3.1.2.1.

4.1. Приймаємо модуль m зубців паса (див. додаток 5, табл. 1):
 $m = 4$ мм.

4.2. Приймаємо число зубців ведучого шківів (див. додаток 5, табл. 3): $z_1 = 18$.

4.3. Визначаємо число зубців веденого шківів та уточнюємо передаточне число передачі (формула 3.1.61):

$$z_2 = Uz_1 = 3,55 \cdot 18 = 63,9 .$$

Приймаємо $z_2 = 64$.

4.4. Уточнюємо передаточне число передачі U_ϕ :

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{18} \approx 3,556 .$$

Відхилення передаточного числа привода становить:

$$\frac{|3,556 - 3,55|}{3,55} 100\% \approx 0,17\% \leq 3\% .$$

Відхилення в допустимих межах.

4.5. Визначаємо розрахункові діаметри шківів (формули 3.1.62):

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 18 = 72 \text{ мм}, \quad d_2 = mz_2 = 4 \cdot 64 = 256 \text{ мм}.$$

4.6. Визначаємо міжосьову відстань (формула 3.1.34):

$$a = (0,55 \dots 2)(d_1 + d_2) = (0,55 \dots 2)(72 + 256) = 180,4 \dots 656 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $a = 300$ мм.

4.7. Визначаємо довжину паса (формула 3.1.38):

$$\begin{aligned} l &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 300 + \frac{3,14(72 + 256)}{2} + \frac{(256 - 72)^2}{4 \cdot 300} \approx 1143 \text{ мм}. \end{aligned}$$

4.8. Визначаємо число зубців паса (формула 3.1.63):

$$z_p = l / (\pi m) = 1143 / (3,14 \cdot 4) \approx 90,96.$$

Приймаємо (додаток 5, табл. 4): $z_p = 95$.

Уточнена довжина паса:

$$l = \pi m z_p = 3,14 \cdot 4 \cdot 95 \approx 1194 \text{ мм.}$$

4.9. Уточнюємо міжосьову відстань (формула 3.1.39):

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{1}{8} [2 \cdot 1194 - 3,14(72 + 256) +$$
$$+ \sqrt{[2 \cdot 1194 - 3,14(72 + 256)]^2 - 8(256 - 72)^2}] \approx 326,4 \text{ мм.}$$

4.10. Визначаємо кут обхвату меншого шківa (формула 3.1.37):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{256 - 72}{326,4} \approx 147,87^\circ.$$

4.11. Визначаємо число зубців паса, які знаходяться одночасно в зачепленні з ведучим шківом (формула 3.1.64):

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360} = \frac{18 \cdot 147,87}{360} \approx 7,4 \geq 6.$$

Умова обхвату шківa виконується.

4.12. Визначаємо швидкість паса (формула 3.1.45):

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,072 \cdot 1445}{60} \approx 5,45 \text{ м/с.}$$

4.13. Визначаємо колову силу (формула 3.1.48):

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{5,45} \approx 1009 \text{ Н.}$$

4.14. Визначаємо ширину паса.

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$q_0 = 25 \text{ Н/мм}; \quad c_p = 1; \quad c_\psi = 1,15; \quad c_n = 1;$$
$$q = 0,006 \text{ кг/(м}\cdot\text{мм)}.$$

Допустима питома сила:

$$[q] = \frac{q_0}{c_p c_\psi c_n} - qv^2 = \frac{25}{1 \cdot 1,15 \cdot 1} - 0,006 \cdot 5,45^2 \approx 21,561 \text{ Н/мм.}$$

Ширина паса:

$$b = \frac{F_t}{[q]} = \frac{1009}{21,561} \approx 46,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо (додаток 5, табл. 4): $b = 50$ мм. Умова ширини виконується, так як $b \leq d_1$.

4.15. Визначасмо сили, які діють на вітки паса та на вали передачі:

– відцентрова сила

$$F_v = bq v^2 = 50 \cdot 0,006 \cdot 5,45^2 \approx 8,91 \text{ Н};$$

– сила попереднього натягу

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) F_v = 1,2 \cdot 8,91 = 10,7 \text{ Н};$$

– сили, які діють на вали передачі

$$R = (1,0 \dots 1,2) F_t = 1,1 \cdot 1009 = 1110 \text{ Н}.$$

3.1.2.5. Порівняльна характеристика пасових передач

Для порівняння габаритних розмірів та сил, які діють на вітки та вали пасової передачі, зведемо отримані розрахункові дані для різних пасових передач розглядуваного приводу в таблицю 3.7. Для клинопасової передачі дані приведені з розрахунку на один клиновий пас.

Таблиця 3.7

Пас передачі	Параметри передачі					
	a , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	F_0 , Н	R , Н	h , год
Плоский	1500	200	710	384	757	5922
Клиновий нормальний (A)	879	140	500	167	983	4149
Клиновий вузький (У0)	810	160	560	150,4	875,3	6027
Поліклиновий (Л)	569	180	630	471,2	870,4	6340
Зубчастий	326,4	72	256	10,7	1110	–

З таблиці 3.7 видно, що міжосьова відстань передачі з плоским пасом майже у 2 рази більше за міжосьову відстань передач з клиновими пасами, і більше за міжосьову відстань передач з поліклиновим та зубчастим пасом відповідно у 3 та 5 разів. Крім того, в передачах з більшим діаметром ведучого шківів виникають менші за величиною сили, які діють на вали передачі, та збільшується строк служби паса.

3.2. Ланцюгові передачі

3.2.1. Основні теоретичні відомості

3.2.1.1. Особливості та класифікація ланцюгових передач

Ланцюгова передача (рис. 3.14) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, що розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контуру, який знаходиться у зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами вільний відрізок a ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається ведучою віткою, а другий вільний відрізок b ланцюга – веденою. Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок забезпечується передавання обертового руху від ведучої зірочки до веденої.

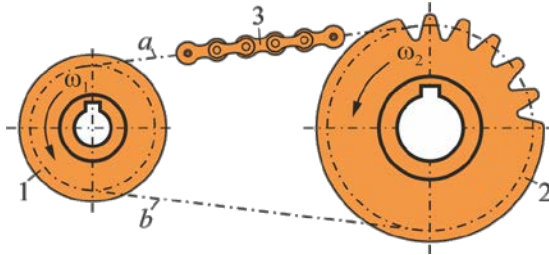


Рис. 3.14

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт , а у спеціальних приводах – до 35 м/с при потужності до 2000 кВт . За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $U \leq 10$, а найраціональніше мати $U \leq 4$.

Ланцюгові передачі застосовують у різних верстатах, сільсько-господарських та транспортних машинах, підйомних пристроях, у приводах конвеєрів тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовий рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Неможливість проковзування ланцюга на зірочках забезпечує сталість середнього передаточного числа передачі.

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги:

- можливість використання при значних відстанях між валами;
- достатньо високий ККД, який досягає $0,96 \dots 0,97$;

– можливість приведення в рух одним ланцюгом кількох валів, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі:

- збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне ослаблення потрібного натягу;
- нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум;
- низька кінематична точність при реверсуванні;
- потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Ланцюгові передачі поділяють за такими ознаками:

- за типом ланцюга, яким оснащена передача, розрізняють ланцюгові передачі з роликowymi, втулковими та зубчастими ланцюгами;
- за можливістю зміни відстані між осями зірочок ланцюгові передачі бувають із регульованою та постійною міжосьовою відстанню;
- за способом регулювання натягу ланцюга розрізняють ланцюгові передачі з періодичним і неперервним регулюванням натягу;
- за кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом, ланцюгові передачі можуть бути двозірчкові, тризірчкові тощо;
- за конструктивним виконанням розрізняють відкриті ланцюгові передачі і закриті, що працюють у спеціальному корпусі в умовах неперервного змащування.

3.2.1.2. Різновиди та будова ланцюгів

У машинобудуванні застосовують ланцюги трьох груп:

- вантажні – для підвішування, піднімання та опускання вантажів;
- тягові – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвеєрах);
- приводні – для передавання механічної енергії від одного вала до другого у ланцюгових передачах.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликіві, втулкові та зубчасті. У ланцюгових передачах найбільше використовують роликіві (ДСТУ 13568–75) та зубчасті (ДСТУ 13552–81) ланцюги.

Роликівий ланцюг (рис. 3.15, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх *ЗЛ* та внутрішніх *ВЛ*. Окремі деталі ланцюга: 1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – ролик; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – пластина внутрішньої ланки. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4 і утворюють нерухоме з'єднання. Валик 3 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки.

У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликком має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

Приводні роликкові ланцюги бувають одно- (1ПР) (рис. 3.15, а), дво- (2ПР) (рис. 3.15, б), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). Використання багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині, перпендикулярній до осей валів.

Втулковий ланцюг за конструкцією не відрізняється від роликкового, за винятком того, що він не має роликів (рис. 3.15, в). Приводні втулкові ланцюги бувають однорядними – 1ПВ (рис. 3.15, в) та дворядними – 2ПВ. Такі ланцюги прості за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

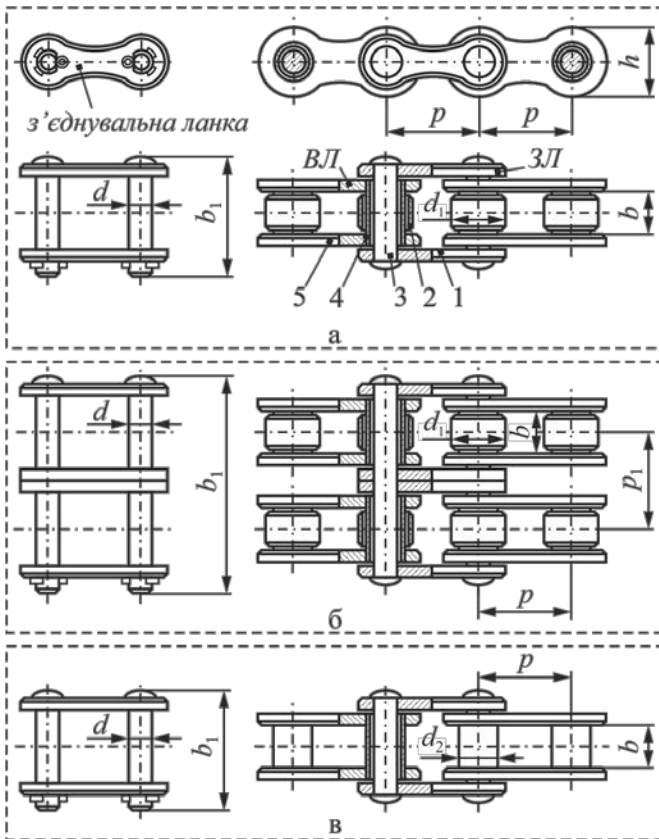


Рис. 3.15

Основним розмірним параметром приводного роликів ланцюга є його крок p . Залежно від кроку p у стандартних ланцюгах вибирають розміри всіх інших деталей. Серед інших розмірних параметрів ланцюгів, який враховують у розрахунках шарнірів на стійкість проти спрацювання, є площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$.

Характеристикою міцності роликів ланцюга є руйнівне навантаження $Q_{рн}$, яке визначається дослідним шляхом на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Воно регламентується стандартом.

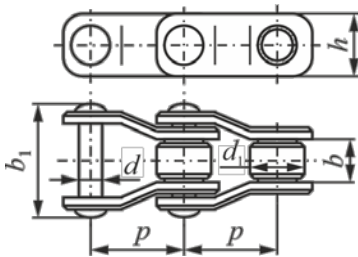


Рис. 3.16

Різновидністю роликів ланцюгів є приводні **роликів ланцюги із зігнутими пластинами (ПРИ)** (рис. 3.16).

Такі ланцюги мають однотипні ланки і число ланок у контурі може бути парним або непарним. Роликів ланцюги із зігнутими пластинами мають більшу податливість, і тому їх застосовують при навантаженнях ударного характеру.

Зубчастий ланцюг 1-го типу (ПЗ-1) (рис. 3.17, а) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини 1 мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони спрягаються з двома зубцями зірочки. Напрямні пластини 2 забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочок передбачається відповідний рівець. Зубчастий ланцюг 2-го типу (ПЗ-2) зображений на рис. 3.17, б.

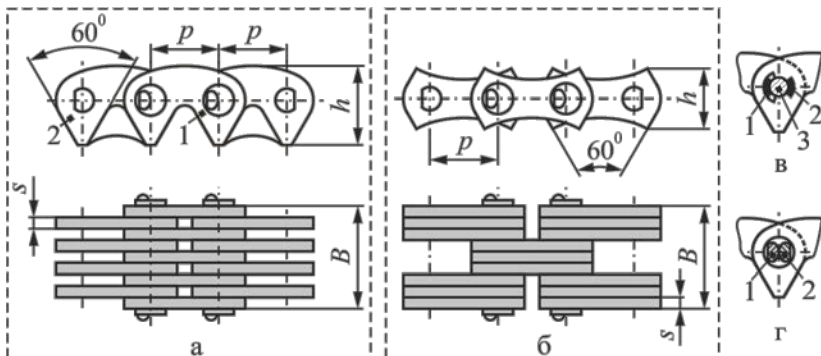


Рис. 3.17

Зубчасті ланцюги розрізняють за конструкцією шарнірів. В них використовують шарніри ковзання (рис. 3.17, в), в яких вкладиші 1 і 2, що закріплені в пластинах на всій ширині ланцюга, контактують із валиком 3. Шарнір допускає поворот пластин у два боки на кут $\varphi=30^\circ$. Шарніри кочення (рис. 3.17, г) не мають валика, їх виготовляють із двома сегментними вкладишами 1 і 2. При взаємному повороті пластин вкладиші не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликовими допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні в роботі, мають підвищену надійність через багатопластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено. Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ДСТУ 13552–81).

Елементи роликових, втулкових та зубчастих ланцюгів виготовляють із таких матеріалів:

– пластини – із середньовуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХНЗА із гартуванням до твердості 32–44 *HRC*;

– валики, втулки, ролики і вкладиші – із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХНЗА, 20ХНЗА з термообробкою до твердості 45–65 *HRC*.

3.2.1.3. Зірочки ланцюгових передач

Зірочки ланцюгових передач мають різний профіль зубців, розміри і форма яких залежить від типу ланцюга (рис. 3.18, а, б). Розміри та форма профілю зубців зірочок роликових, втулкових та зубчастих ланцюгів регламентовані стандартом (ДСТУ 592–81 та 13576–81).

Ділильне коло зірочок для роликових, втулкових та зубчастих ланцюгів проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 3.18, а, б), а його діаметр визначається за формулою, в мм:

$$d = \frac{p}{\sin(\pi/z)}, \quad (3.2.1)$$

де z – число зубців зірочки;

p – крок ланцюга, в мм (вимірюється по хорді ділильного кола (рис. 3.18, а, б)).

Діаметр кола вершин зубців зірочки для роликових і втулкових ланцюгів визначають за формулою, в мм:

$$d_e = p[0,5 + \text{ctg}(\pi/z)]. \quad (3.2.2)$$

Діаметр кола вершин зубців зірочки для зубчастих ланцюгів визначають за формулою, в мм:

$$d_e = p \text{ctg}(\pi/z). \quad (3.2.3)$$

Ширина зубчастого вінця зірочки для роликкових та втулкових ланцюгів (рис. 3.18, а), в мм:

– для однорядного ланцюга

$$B_1 = 0,93b - 0,15, \quad (3.2.4)$$

де b – відстань між пластинами внутрішніх ланок ланцюга (рис. 3.15);

– для дво-, три- та чотирирядного ланцюга

$$B_1 = 0,9b - 0,15. \quad (3.2.5)$$

Ширина зубчастого вінця зірочки для зубчастого ланцюга (рис. 3.18, б), в мм:

$$B_1 = B + s_1, \quad (3.2.6)$$

де B – розрахункова ширина ланцюга (рис. 3.17);

$s_1 = 2s$ – ширина впадини для напрямних пластин.

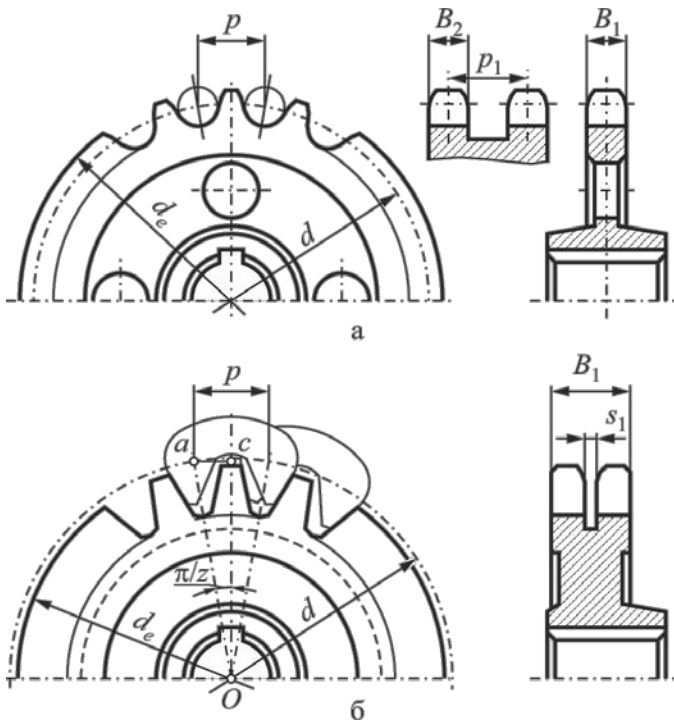


Рис. 3.18

Для збільшення довговічності ланцюга приймають по можливості більше число зубців меншої зірочки. При малому числі зубців в зачепленні знаходиться невелике число ланок ланцюга, що зменшує плав-

ність передачі та збільшує зношування ланцюга внаслідок великого кута повороту шарнірів. При великому числі зубців навіть невелике збільшення кроку ланцюга (внаслідок витягування пластинок ланцюга або спрацювання шарнірів) спричинює його радіальне зміщення з послідуочим сповзанням з зірочки. Тому зміщення обмежує максимальне число зубців веденої зірочки:

- для втулкових ланцюгів $z_2 \leq 90$;
- для роликів ланцюгів $z_2 \leq 120$;
- для зубчастих ланцюгів $z_2 \leq 140$.

Число зубців меншої зірочки z_1 приймають з умови забезпечення мінімальних габаритних розмірів та плавного ходу передачі відповідно до даних додатку 6, табл. 1, або за формулами:

– для роликів (втулкових) ланцюгів

$$z_{1\min} = 29 - 2U , \quad (3.2.7)$$

де U – передаточне число ланцюгової передачі;

– для зубчастих ланцюгів

$$z_{1\min} = 35 - 2U . \quad (3.2.8)$$

Бажано приймати непарні числа зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприятиме більш рівномірному зносу зубців.

Матеріал зірочок повинен бути зносостійким та добре протидіяти ударним навантаженням. Основними матеріалами для виготовлення зірочок є середньовуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45–55 HRC, або цементовані сталі 15, 20X, 12ХН3А на глибину 1,0–1,5 мм і гартовані до 55–60 HRC. Зірочки тихохідних передач ($v < 3$ м/с) можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавунів.

3.2.1.4. Натяжні пристрої

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг віток оцінюють стрілою провисання f веденої вітки передачі (рис. 3.19). Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стріла провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a – міжосьова відстань передачі.

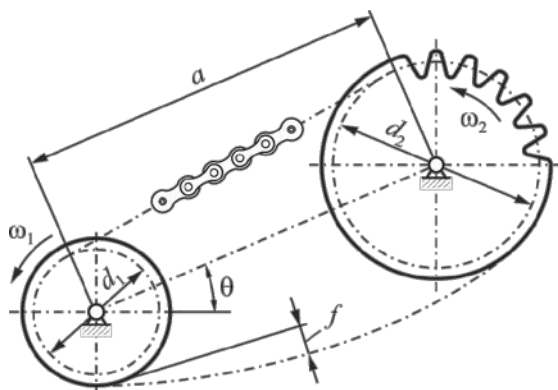


Рис. 3.19

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками.

3.2.1.5. Сили у вітках та на валах ланцюгової передачі

1. Колова сила або корисне навантаження, яке передається ланцюгом, в H :

$$F_t = 2T / d , \quad (3.2.9)$$

де d – ділильний діаметр зірочки, m .

2. Сила попереднього натягу ланцюга, в H :

$$F_0 = k_f a q g , \quad (3.2.10)$$

де k_f – коефіцієнт провисання ланцюга (див. додаток 6, табл. 2);

a – міжосьова відстань передачі, m ;

q – маса $1 m$ ланцюга, $кг/м$ (див. додаток 6, табл. 13-16);

g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$.

3. Сила натягу ланцюга від відцентрових сил, в H :

$$F_v = qv^2 , \quad (3.2.11)$$

де v – швидкість ланцюга, $м/с$.

4. Сила натягу ведучої вітки ланцюга працюючої передачі:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v . \quad (3.2.12)$$

Сила натягу веденої вітки F_2 ланцюга працюючої передачі дорівнює більшому значенню сил F_0 та F_v .

5. Сила, яка діє на вали зірочок:

$$R = 1,15F_t . \quad (3.2.13)$$

3.2.1.6. Розрахунок основних геометричних та кінематичних параметрів ланцюгової передачі

1. Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; у виняткових випадках (при малому кроці ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні) допускається швидкість ланцюга 30–35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою:

$$v = \frac{p\omega_1 z_1}{2\pi} = \frac{pn_1 z_1}{60}, \quad (3.2.14)$$

де p – крок ланцюга, м;

$\omega_1 (n_1)$ – кутова швидкість (число обертів) ведучої зірочки, рад/с (об/хв). Кутову швидкість або число обертів зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Граничні рекомендовані значення числа обертів ведучої зірочки наведені в додатку 6, табл. 12.

2. Передаточне число ланцюгової передачі визначаємо за формулою:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.2.15)$$

Передаточне число ланцюгової передачі змінюється в межах повороту зірочки на один зубець, що практично помітно при малому числі z_1 та при великій частоті обертання зірочок. Несталість передаточного числа ланцюгової передачі викликає нерівномірність ходу передачі і коливання ланцюга. Для зменшення шкідливих явищ бажано, щоб ланцюг містив парне число ланок.

3. Крок ланцюга p є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості ведучої зірочки, сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликів ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку p для роликів (втулкових) ланцюгів знаходимо з умови:

$$p \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 k_e}{z_1 m [q]}}, \text{ мм}, \quad (3.2.16)$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, Н·мм;

k_e – коефіцієнт експлуатації;
 z_1 – число зубців ведучої зірочки;
 m – число рядів ланцюга ($m = 1 \dots 4$);
 $[q]$ – допустимий тиск в шарнірах ланцюга, $H/мм^2$ (див. додаток 6, табл. 11).

Тут в (3.2.16)

$$k_e = k_\partial k_a k_{кн} k_{рн} k_з k_{рр}, \quad (3.2.17)$$

де k_∂ – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток 6, табл. 3);
 k_a – коефіцієнт міжосьової відстані передачі (додаток 6, табл. 4);
 $k_{кн}$ – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту (додаток 6, табл. 5);
 $k_{рн}$ – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга (додаток 6, табл. 6);
 $k_з$ – коефіцієнт способу змащування ланцюга (додаток 6, табл. 7 і табл. 8);
 $k_{рр}$ – коефіцієнт режиму роботи (додаток 6, табл. 9).

Якщо $k_e \geq 3$, то треба змінити умови роботи передачі.

4. Основним параметром для зубчастієї передачі є ширина ланцюга B , яку можна знайти за формулою, в мм:

$$B \geq 10P_1 k_e / [P_{10}], \quad (3.2.18)$$

де $[P_{10}]$ – допустима потужність, $кВт$, яка передається зубчастим ланцюгом шириною 10 мм (додаток 6, табл. 19).

5. Міжосьова відстань та довжина ланцюга.

Оптимальну міжосьову відстань ланцюгової передачі приймають з умови довговічності ланцюга, в мм:

$$a = (30 \dots 50)p, \quad (3.2.19)$$

де p – крок ланцюга, мм.

Максимальна міжосьова відстань регламентується умовою, в мм:

$$a_{\max} \leq 80p. \quad (3.2.20)$$

Мінімальну міжосьову відстань визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом ведучої зірочки повинен бути не менш ніж 120° , в мм:

– при $U \leq 3$

$$a_{\min} = 0,5(d_{e1} + d_{e2}) + (30 \dots 50); \quad (3.2.21)$$

– при $U \leq 3$

$$a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2})(9 + U) / 20. \quad (3.2.22)$$

6. Число ланок ланцюга визначаємо за формулою (отримане значення округлюємо до цілого парного числа):

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2. \quad (3.2.23)$$

Після визначення числа ланок l_p ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою:

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.2.24)$$

Для нормальної роботи передачі розраховану міжосьову відстань зменшують на $(0,002 \dots 0,004) a$.

3.2.1.7. Критерії роботоздатності ланцюгової передачі

Вихід із ладу ланцюгових передач може бути обумовлений такими причинами:

- спрацюванням шарнірів, яке спричинює порушення зачеплення ланцюга з зірочками через збільшення кроку ланок (допустиме збільшення середнього кроку 2,5–3,0 %);

- втомним руйнуванням пластин та роликів (руйнування роликів пов'язане з ударами шарнірів ланцюга при вході їх у зачеплення з зубцями зірочок);

- ослабленням з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування;

- руйнуванням ланцюга при дії великих короткочасних перевантажень;

- спрацюванням зубців зірочок.

На основі вказаних причин виходу з ладу ланцюгових передач формуються і відповідні критерії роботоздатності:

1. **стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга та зубців зірочок;**

2. **стійкість проти втомного руйнування пластин та роликів ланцюга;**

3. **міцність деталей ланцюга та їхніх з'єднань під дією максимального навантаження.**

В якості основного розрахункового параметра візьмемо тиск q у шарнірі ланцюга.

1. Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання виконують за наступної умови, в H/mm^2 :

$$q_{cn} = \frac{F_t k_{cn} k_d}{A_{on} k_m} \leq [q_{cn}], \quad (3.2.25)$$

де F_t – колова сила, в H (формула 3.2.9);

k_{cn} – коефіцієнт спрацювання (табл. 3.8);

k_d – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток 6, табл. 3);

A_{on} – площа опорної поверхні шарніра, mm^2 (додаток 6, табл. 13–15);

k_m – коефіцієнт рядності ланцюга (додаток 6, табл. 10);

$[q_{cn}]$ – допустимий тиск у шарнірі за умови стійкості його проти спрацювання, $H/мм^2$.

При невиконанні умови (3.2.25) слід брати ланцюг більшого кроку або того самого кроку але з більшим числом рядів.

2. Розрахунок пластин ланок ланцюга на втому виконують за наступної умови, в $H/мм^2$:

$$q_{вт} = \frac{F_t k_{ем} k_{\partial}}{A_{он} k_m} \leq [q_{ем}], \quad (3.2.26)$$

де $k_{ем}$ – коефіцієнт втомної міцності (табл. 3.8);

$[q_{ем}]$ – допустимий тиск у шарнірі за умови втомної міцності пластин.

Таблиця 3.8 Коефіцієнти k_{cn} та $k_{ем}$ для типових режимів навантаження

Типовий режим навантаження	k_{cn}	$k_{ем}$
Постійний	1	
Важкий	0,8	
Середній рівноймовірний	0,6	0,7
Середній нормальний	0,4	0,65
Легкий	0,2	0,45

3. Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короточасних перевантажень виконують за наступної умови:

$$n = Q_{pn} / (k_n F_t) \geq [n], \quad (3.2.27)$$

де Q_{pn} – руйнівне навантаження (додаток 6, табл. 13–16);

k_n – коефіцієнт короточасного перевантаження (якщо не заданий, то обираємо з додатку 1, табл. 2);

$[n]$ – допустимий запас міцності ланцюга (додаток 6, табл. 17).

4. Розрахунок ланцюга на довговічність за допустимим числом ударів за секунду при набіганні його на зубці зірочок виконуємо за формулою:

$$\vartheta = 4z_1 n_1 / (60l_p) \leq [\vartheta], \quad (3.2.28)$$

де $[\vartheta]$ – допустиме число ударів за секунду, $1/c$ (додаток 6, табл. 18).

5. Допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості проти спрацювання визначають з співвідношення:

$$[q_{cn}] = C / (h k_e k_{\omega c} k_{zc} k_a k_U), \quad (3.2.29)$$

де C – коефіцієнт роботоzдатності передачі (при допустимому збільшенні середнього кроку ланцюга у процесі експлуатації передачі $\Delta p/p = 3\%$ приймають $C = 1,33 \cdot 10^6 (\Delta p/p) = 4 \cdot 10^6$);

h – строк служби передачі, год (приймають 4000...10000 год, причому менші значення для ланцюгів з меншим кроком);

k_e – коефіцієнт експлуатації (формула 3.2.17);

$k_{\omega c}$ – коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на спрацювання шарнірів ($k_{\omega c} = \sqrt[3]{\omega_1^2}$);

k_{z_c} – коефіцієнт, що враховує вплив числа ведучої зірочки на спрацювання шарнірів ($k_{z_c} = 25/z_1$);

k_a – коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані на спрацювання шарнірів ($k_a = \sqrt[4]{40/a_p}$);

k_U – коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа на спрацювання шарнірів ($k_U = 1/\sqrt[6]{U}$).

6. Допустимий тиск у шарнірах, що гарантує для вибраного строку служби ланцюга витривалість пластин його ланок:

$$[q_{em}] = \frac{270k_{ze}k_h}{k_p k_{\omega e}}, \quad (3.2.30)$$

де k_{ze} – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість пластин числа зубців ведучої зірочки ($k_{ze} = 12\sqrt{z_1}$);

k_h – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість пластин строку служби ($k_h = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / h}$);

k_p – коефіцієнт, що враховує вплив на витривалість пластин кроку ланцюга ($k_p = \sqrt[4]{p/25,4}$: при $p \leq 25,4$ мм приймаємо $k = 24$; при $p > 25,4$ мм приймаємо $k = 6$);

$k_{\omega e}$ – коефіцієнт, що враховує вплив кутової швидкості ведучої зірочки на втомну міцність пластин ($k_{\omega e} = 10\sqrt[9]{\omega_1}$).

3.2.1.8. Методика розрахунку ланцюгових передач

1. Розрахунок передачі з роликковим (втулковим) ланцюгом.

1.1. Проектний розрахунок.

1.1.1. Визначаємо крутний момент на валу ведучої зірочки (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3).

1.1.2. Приймаємо число зубців ведучої зірочки z_1 (див. п.п. 3.2.1.3 або додаток 6, табл. 1).

1.1.3. Визначаємо число зубців веденої зірочки z_2 з огляду на рекомендації п.п. 3.2.1.3.

1.1.4. Визначаємо крок ланцюга (формула 3.2.16). При визначенні допустимого тиску в шарнірах ланцюга попередньо обираємо крок

ланцюга з огляду на допустимі значення частоти обертання ведучої зірочки (див. додаток 6, табл. 12).

1.1.5. Обираємо ланцюг (додаток 6: для роликкових ланцюгів використовуємо табл. 13; для втулкових ланцюгів – табл. 14; для роликкових ланцюгів із зігнутими пластинами – табл. 15).

1.1.6. Приймаємо міжосьову відстань ланцюгової передачі в кроках відповідно до рекомендацій п.п. 3.2.1.6 (формули 3.2.19 – 3.2.22), та визначаємо число ланок ланцюга (формула 3.2.23). Отримане число ланок округлюємо до найближчого цілого парного числа.

1.1.7. Уточнюємо міжосьову відстань передачі (формула 3.2.24).

1.1.8. Визначаємо дільний діаметр зірочок (формула 3.2.1).

1.1.9. Визначаємо середню колову швидкість (формула 3.2.14).

1.1.10. Визначаємо сили, які виникають у вітках та діють на вали ланцюгової передачі (див. п.п. 3.2.1.5, формули 3.2.9 – 3.2.13).

1.2. Перевірочний розрахунок.

1.2.1. Перевіряємо ланцюг на перевищення допустимої частоти обертання $n_1 \leq [n_1]$ (див. додаток 6, табл. 12).

1.2.2. Розраховуємо шарніри ланцюга на стійкість проти спрацювання (див. п.п. 3.2.1.7, формули 3.2.25 та 3.2.29).

1.2.3. Розраховуємо пластини ланок ланцюга на втому (див. п.п. 3.2.1.7, формули 3.2.26 та 3.2.30).

1.2.4. Розраховуємо ланцюг на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.27).

1.2.5. Розраховуємо ланцюг на довговічність (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.28).

2. Розрахунок передачі з зубчастим ланцюгом.

2.1. Проектний розрахунок.

2.1.1. Визначаємо крутний момент на валу ведучої зірочки (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3).

2.1.2. Приймаємо число зубців ведучої зірочки z_1 відповідно до рекомендацій п.п. 3.2.1.3 (рекомендується приймати z_1 непарним).

2.1.3. Визначаємо число зубців веденої зірочки z_2 з огляду на рекомендації п.п. 3.2.1.3.

2.1.4. Обираємо попереднє значення кроку ланцюга (див. додаток 6, табл. 12) та визначаємо середню колову швидкість (формула 3.2.14).

2.1.5. Визначаємо попередню ширину зубчастого ланцюга (формула 3.2.18).

2.1.6. Обираємо приводний зубчастий ланцюг з найближчим більшим значенням його ширини та меншим можливим кроком (див. додаток 6, табл. 16).

2.1.7. Приймаємо міжосьову відстань ланцюгової передачі в кроках відповідно до рекомендацій п.п. 3.2.1.6 (формули 3.2.19 – 3.2.22),

та визначаємо число ланок ланцюга (формула 3.2.23). Отримане число ланок округлюємо до найближчого цілого парного числа.

2.1.8. Уточнюємо міжосьову відстань передачі (формула 3.2.24).

2.1.9. Визначаємо дільний діаметр зірочок (формула 3.2.1).

2.1.10. Визначаємо сили, які виникають у вітках та діють на вали ланцюгової передачі (див. п.п. 3.2.1.5, формули 3.2.9 – 3.2.13).

2.2. Перевірочний розрахунок.

2.2.1. Перевіряємо ланцюг на перевищення допустимої частоти обертання (див. додаток 6, табл. 12).

2.2.2. Розраховуємо ланцюг на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.27).

2.2.3. Розраховуємо ланцюг на довговічність (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.28).

3.2.2. Приклад розрахунку роликів ланцюгової передачі

Вихідні дані для розрахунку:

- потужність на валу ведучої зірочки: $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$;
- частота обертання ведучої зірочки: $n_1 = 955 \text{ об/хв}$;
- передаточне число: $U = 3,55$;
- коефіцієнт короткочасного перевантаження $k_n = 2$;
- кут нахилу лінії центрів зірочок до горизонту, *град*: 35^0 ;
- спосіб регулювання натягу ланцюга шляхом пересування опор;
- робота однозмінна в запиленому середовищі;
- навантаження нерівномірне та середнє рівномірне.

3.2.2.1. Проектний розрахунок

1. Визначаємо крутний момент на валу ведучої зірочки (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,5 / 955 = 55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Приймаємо число зубців ведучої зірочки z_1 залежно від передаточного числа передачі U (додаток 6, табл. 1) (рекомендується приймати z_1 непарним). Приймаємо $z_1 = 25$.

3. Визначаємо число зубців веденої зірочки z_2 :

$$z_2 = z_1 U = 25 \cdot 3,55 = 88,75.$$

Приймаємо $z_2 = 89$. Так як для роликів ланцюга $z_2 \leq z_{2\text{max}} = 120$ (див. рекомендації п.п. 3.2.1.3), то умова виконується.

4. Визначаємо крок ланцюга (формула 3.2.16).

Обираємо такі значення коефіцієнтів:

$$k_\partial = 1,3; \quad k_a = 1; \quad k_{кн} = 1; \quad k_{рн} = 1; \quad k_3 = 1,8; \quad k_{pp} = 1.$$

При виборі k_a було прийнято, що $a = 45p$. Остаточню:

$$k_e = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1 = 2,34.$$

Допустимий тиск в шарнірах для ланцюга з кроком $p = 19,05$ мм (див. додаток 6, табл. 11 та табл. 12): $[q] = 15,83$ Н/мм² (значення отримане шляхом лінійної інтерполяції).

Остаточне значення допустимого тиску з врахуванням примітки (див. додаток 6, табл. 11):

$$[q] = 15,83 \cdot [1 + 0,01 \cdot (25 - 17)] \approx 17,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Крок ланцюга при числі рядів $m=1$:

$$p \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 k_e}{z_1 m [q]}} = 2,83 \sqrt{\frac{55 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 1 \cdot 17,1}} \approx 18,766 \text{ мм.}$$

5. Обираємо ланцюг.

Отже, обираємо приводний однорядний роликівий ланцюг ПР-19,05-31,8, з кроком $p = 19,05$ мм та руйнівним навантаженням $Q_{pn} = 31,8$ кН (додаток 6, табл. 13).

6. Приймаємо міжосьову відстань ланцюгової передачі в кроках (див. рекомендації п.п. 3.2.1.6), **та визначаємо число ланок ланцюга** (формула 3.2.23).

При $a = 45p$ отримуємо:

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= \frac{2 \cdot 45p}{p} + \frac{25 + 89}{2} + \frac{p}{45p} \left(\frac{89 - 25}{2\pi} \right)^2 \approx 149,3. \end{aligned}$$

Приймаємо $l_p = 150$.

7. Уточнюємо міжосьову відстань передачі (формула 3.2.24):

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{19,05}{4} \left[150 - \frac{25 + 89}{2} + \sqrt{\left(150 - \frac{25 + 89}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{89 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] \approx 864 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для нормальної роботи передачі остаточно отримуємо:

$$a = 0,997 \cdot 864 \approx 861,4 \text{ мм.}$$

8. Визначаємо дільний діаметр зірочок (формула 3.2.1):

$$d_1 = p / \sin(\pi / z_1) = 19,05 / \sin(\pi / 25) \approx 152 \text{ мм,}$$

$$d_2 = p / \sin(\pi / z_2) = 19,05 / \sin(\pi / 89) \approx 540 \text{ мм.}$$

9. Визначаємо середню колову швидкість (формула 3.2.14):

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60} = \frac{25 \cdot 0,01905 \cdot 955}{60} \approx 7,58 \text{ м/с.}$$

10. Визначаємо сили, які виникають у вітках та діють на вали ланцюгової передачі (див. п.п. 3.2.1.5, формули 3.2.9 – 3.2.13):

– колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 55}{0,152} \approx 724 \text{ Н;}$$

– сила попереднього натягу ланцюга (при $k_f = 4$ та $q = 1,9 \text{ кг/м}$ (див. додаток 6, табл. 2 та табл. 13)

$$F_0 = k_f a q g = 4 \cdot 0,864 \cdot 1,9 \cdot 9,8 \approx 64,35 \text{ Н;}$$

– сила натягу ланцюга від відцентрових сил

$$F_v = qv^2 = 1,9 \cdot 7,58^2 \approx 109,2 \text{ Н;}$$

– сила, яка діє на вали зірочок

$$R = 1,15 F_t = 1,15 \cdot 724 = 832,6 \text{ Н.}$$

3.2.2.2. Перевірочний розрахунок

1. Перевіряємо ланцюг на перевищення допустимої частоти обертання (див. додаток 6, табл. 12). Для ланцюга з кроком $p = 19,05 \text{ мм}$ та при $z_1 = 25$ допустима частота обертання $[n_1] = 1000 \text{ об/хв}$ (додаток 6, табл. 12). Умова $n_1 \leq [n_1]$ виконується.

2. Розраховуємо шарніри ланцюга на стійкість проти спрацювання (див. п.п. 3.2.1.7, формули 3.2.25 та 3.2.29).

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів та величин:

$$F_t = 724 \text{ Н; } k_{cn} = 0,6; \quad k_\partial = 1,3; \quad A_{on} = 105 \text{ мм}^2;$$

$$k_m = 1; \quad C = 4 \cdot 10^6; \quad h = 8000 \text{ год}; \quad k_e = 2,34;$$

$$k_{\omega c} = \sqrt[3]{\omega_1^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{3,14 \cdot 955}{30}\right)^2} \approx 21,545;$$

$$k_{zc} = 25/25 = 1; \quad k_a = \sqrt[4]{40/a_p} = \sqrt[4]{40/45} = 0,971;$$

$$k_U = 1/\sqrt[6]{U} = 1/\sqrt[6]{3,55} = 0,81.$$

Тоді

$$q_{cn} = \frac{F_t k_{cn} k_\partial}{A_{on} k_m} = \frac{724 \cdot 0,6 \cdot 1,3}{105 \cdot 1} \approx 5,378 \text{ Н/мм}^2.$$

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості проти спрацювання:

$$[q_{cn}] = C / (hk_e k_{\omega c} k_{z_c} k_a k_U) = \\ = 4 \cdot 10^6 / (8000 \cdot 2,34 \cdot 21,545 \cdot 1 \cdot 0,971 \cdot 0,81) \approx 12,61 \text{ Н/мм}^2.$$

Стійкість шарнірів ланцюга проти спрацювання забезпечується, оскільки $q_{cn} \leq [q_{cn}]$.

3. Розраховуємо пластини ланок ланцюга на втому (див. п.п. 3.2.1.7, формули 3.2.26 та 3.2.30).

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів та величин:

$$F_t = 724 \text{ Н}; \quad k_{em} = 0,7; \quad k_{\delta} = 1,3; \quad A_{on} = 105 \text{ мм}^2; \quad k_m = 1;$$

$$h = 8000 \text{ зод}; \quad k_{z_e} = 1^2 \sqrt{z_1} = 1^2 \sqrt{25} \approx 1,308;$$

$$k_h = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / h} = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / 8000} \approx 1,17;$$

$$k_p = 2^4 \sqrt[p]{25,4} = 2^4 \sqrt[19]{19,05 / 25,4} \approx 0,988;$$

$$k_{\omega e} = 10^9 \sqrt{\omega_1} = 10^9 \sqrt{\frac{\pi n_1}{30}} \approx 16,681.$$

Тоді

$$q_{em} = \frac{F_t k_{em} k_{\delta}}{A_{on} k_m} = \frac{724 \cdot 0,7 \cdot 1,3}{105 \cdot 1} \approx 6,275 \text{ Н/мм}^2.$$

Допустимий тиск у шарнірах, що гарантує для вибраного строку служби ланцюга витривалість пластин його ланок:

$$[q_{em}] = \frac{270 k_{z_e} k_h}{k_p k_{\omega e}} = \frac{270 \cdot 1,308 \cdot 1,17}{0,988 \cdot 16,681} \approx 25,07 \text{ Н/мм}^2.$$

Втомна міцність пластин ланцюга забезпечується, оскільки $q_{em} \leq [q_{em}]$.

4. Розраховуємо ланцюг на міцність при дії максимальних короточасних перевантажень (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.27):

$$n = \frac{Q_{pn}}{k_n F_t} = \frac{31800}{2 \cdot 724} \approx 21,96 \geq [n] = 10,64.$$

Міцність вибраного ланцюга при перевантаженнях забезпечується. Тут $[n]$ отримане шляхом лінійної інтерполяції (див. додаток 6, табл. 17).

5. Розраховуємо ланцюг на довговічність (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.28):

$$\vartheta = \frac{4z_1 n_1}{60l_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 955}{60 \cdot 150} \approx 10,61 \leq [\vartheta] = 25.$$

Отже, умова виконується.

3.2.3. Приклад розрахунку зубчастої ланцюгової передачі

Вихідні дані для розрахунку аналогічні даним прикладу розглянутому в п.п. 3.2.2.

3.2.3.1. Проектний розрахунок

1. Визначаємо крутний момент на валу ведучої зірочки (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,5 / 955 = 55 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Приймаємо число зубців ведучої зірочки z_1 залежно від передаточного числа передачі U (додаток 6, табл. 1) (рекомендується приймати z_1 непарним). Приймаємо $z_1 = 29$.

3. Визначаємо число зубців веденої зірочки z_2 :

$$z_2 = z_1 U = 29 \cdot 3,55 = 102,95.$$

Приймаємо $z_2 = 103$. Так як для зубчастого ланцюга $z_2 \leq z_{2\max} = 140$ (див. рекомендації п.п. 3.2.1.3), то умова виконується.

4. Обираємо попереднє значення кроку ланцюга (див. додаток 6, табл. 12) **та визначаємо середню колову швидкість** (формула 3.2.14). Приймаємо $p = 15,875 \text{ мм}$. Тоді

$$v = z_1 p n_1 / 60 = 29 \cdot 0,015875 \cdot 955 / 60 \approx 7,33 \text{ м/с}.$$

5. Визначаємо попередню ширину зубчастого ланцюга (формула 3.2.18). Приймаємо $[P_{10}] = 2,366 \text{ кВт}$ (значення $[P_{10}]$ отримане шляхом лінійної інтерполяції з додатку 6, табл. 19). Тоді приймаючи, що $k_e = 2,34$ (див. приклад розглянутий в п.п. 3.2.2), отримаємо:

$$B \geq 10 \frac{P_1 k_e}{[P_{10}]} = 10 \frac{5,5 \cdot 2,34}{2,366} \approx 54,4 \text{ мм}.$$

6. Обираємо приводний зубчастий ланцюг з найближчим більшим значенням його ширини та меншим можливим кроком (див. додаток 6, табл. 16). Приймаємо приводний зубчастий ланцюг ПЗ-1-15,875-80-62, з кроком $p = 15,875 \text{ мм}$, руйнівним навантаженням $Q_{pn} = 80 \text{ кН}$ та шириною ланцюга $B = 62 \text{ мм}$.

7. Приймаємо міжосьову відстань ланцюгової передачі в кроках (див. рекомендації п.п. 3.2.1.6), **та визначаємо число ланок ланцюга** (формула 3.2.23). При $a = 45p$ отримуємо:

$$\begin{aligned} l_p &= \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= \frac{2 \cdot 45p}{p} + \frac{29 + 103}{2} + \frac{p}{45p} \left(\frac{103 - 29}{2\pi} \right)^2 \approx 159,1. \end{aligned}$$

Приймаємо $l_p = 160$.

8. Уточнюємо міжосьову відстань передачі (формула 3.2.24):

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$
$$= \frac{15,875}{4} \left[160 - \frac{29 + 103}{2} + \sqrt{\left(160 - \frac{29 + 103}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{103 - 29}{2\pi} \right)^2} \right] \approx 722 \text{ мм.}$$

Для нормальної роботи передачі остаточно отримуємо:

$$a = 0,997 \cdot 722 \approx 719,8 \text{ мм.}$$

9. Визначаємо ділительний діаметр зірочок (формула 3.2.1):

$$d_1 = p / \sin(\pi / z_1) = 15,875 / \sin(\pi / 29) \approx 147 \text{ мм,}$$

$$d_2 = p / \sin(\pi / z_2) = 15,875 / \sin(\pi / 103) \approx 521 \text{ мм.}$$

10. Визначаємо сили, які виникають у вітках та діють на вали ланцюгової передачі (див. п.п. 3.2.1.5, формули 3.2.9 – 3.2.13):

– колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 55}{0,147} \approx 748,3 \text{ Н;}$$

– сила попереднього натягу ланцюга (при $k_f=4$ та $q=4,41$ кг/м (див. додаток 6, табл. 2 та табл. 16)

$$F_0 = k_f a q g = 4 \cdot 0,7198 \cdot 4,41 \cdot 9,8 \approx 124,4 \text{ Н;}$$

– сила натягу ланцюга від відцентрових сил

$$F_v = qv^2 = 4,41 \cdot 7,33^2 \approx 237 \text{ Н;}$$

– сила, яка діє на вали зірочок

$$R = 1,15F_t = 1,15 \cdot 748,3 \approx 860,5 \text{ Н.}$$

3.2.3.2. Перевірочний розрахунок

1. Перевіряємо ланцюг на перевищення допустимої частоти обертання (див. додаток 6, табл. 12).

Для ланцюга з кроком $p=15,875$ мм та при $z_1 = 29$ допустима частота обертання $[n_1]=1600$ об/хв (додаток 6, табл. 12). Умова $n_1 \leq [n_1]$ виконується.

2. Розраховуємо ланцюг на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.27):

$$n = \frac{Q_{pn}}{k_n F_t} = \frac{80000}{2 \cdot 748,3} \approx 53,45 \geq [n] = 31,55.$$

Міцність вибраного ланцюга при перевантаженнях забезпечується. Тут $[n]$ отримане шляхом лінійної інтерполяції (див. додаток 6, табл. 17).

3. Розраховуємо ланцюг на довговічність (див. п.п. 3.2.1.7, формула 3.2.28):

$$g = \frac{4z_1 n_1}{60l_p} = \frac{4 \cdot 29 \cdot 955}{60 \cdot 160} \approx 11,54 \leq [g] = 40.$$

Отже, умова виконується.

3.3. Контрольні запитання

1. Які переваги та недоліки мають пасові передачі у порівнянні з іншими видами передач? Назвіть основні види пасових передач та вкажіть на їх особливості.
2. В яких видах пасових передач має місце пружне ковзання паса на шківів? Від чого залежить відносно пружне ковзання та як воно впливає на передаточне число передачі?
3. Чим відрізняється пружне ковзання паса від буксування?
4. На якому з шківів зазвичай починається буксування паса? Поясніть чому.
5. Для чого в пасових передачах створюють попередній натяг паса?
6. Як впливає дія відцентрових сил на роботу пасової передачі?
7. Які напруження виникають у вітках пасової передачі?
8. У яких перерізах паса виникають максимальні та мінімальні напруження? Яким чином можна зменшити напруження у вітках паса?
9. Що є головною причиною втомного руйнування паса?
10. Чому у пасових передачах обмежують відношення діаметра меншого шківів до товщини паса?
11. Назвіть основні критерії роботоздатності пасових передач.
12. Яким чином можна збільшити тягову здатність та довговічність паса?
13. Як впливає кут обхвату пасом шківів на тягову здатність пасової передачі? Чому у клинопасових передачах допускають менші кути обхвату, ніж у плоскопасових передачах?
14. Як здійснюється попередній натяг паса в пасових передачах?
15. Чому при проектуванні пасових передач слід уникати мінімальних діаметрів шківів?
16. Які переваги має клинопасова передача у порівнянні з плоскопасовою?
17. Чому при огинанні шківів однакових діаметрів напруження у клиновому пасі значно більше чим у плоскому?
18. Чому обмежують число пасів у комплекті клинопасової передачі?

19. Які переваги мають зубчасто-пасові передачі перед звичайними пасовими передачами?
20. Які переваги та недоліки мають ланцюгові передачі у порівнянні з іншими видами механічних передач?
21. В яких випадках використовують багаторядні роликові ланцюги?
22. Чому при значних швидкостях слід використовувати ланцюги з малим кроком?
23. Чому бажано використовувати ланцюги з малим кроком? Яким чином можна зменшити крок ланцюга у передачі із заданим навантаженням?
24. Чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів і чому вона зростає із збільшенням їх кроку?
25. Чим обумовлене обмеження мінімального числа зубців меншої зірочки та максимального числа зубців більшої зірочки?
26. Чому слід обирати непарне число зубців зірочок у поєднанні з парним числом ланок ланцюга?
27. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач.
28. Які види перевірочних розрахунків передбачають для ланцюгових передач з метою забезпечення їхньої надійності та тривалої роботи?
29. Назвіть основні параметри роликових (втулкових) та зубчастих ланцюгових передач.

4. Розрахунок зубчастих передач

4.1. Основні теоретичні відомості

4.1.1. Особливості та класифікація зубчастих передач

Зубчасті передачі є найрозповсюдженішими механічними передачами у сучасному машино- та приладобудуванні. Зубчасті передачі здатні працювати в різноманітних умовах та з різними коловими швидкостями.

Зубчаста передача складається з двох коліс, на ободі яких розміщені зубці. Зубці цих коліс входять у зачеплення між собою і завдяки їхній взаємодії забезпечують передачу обертового руху від одного колеса до другого. Менше з двох спряжених коліс називають шестірнею, більше – колесом.

У більшості випадків зубчаста передача призначена для передавання обертового руху між довільно розміщеними у просторі валами, але її можна використовувати і як передачу для перетворення обертового руху в поступальний (передача зубчасте колесо – рейка).

У порівнянні з іншими механічними передачами зубчасті передачі мають такі переваги:

- сталість передаточного числа;
- високу надійність та довговічність роботи;
- великий діапазон навантажень та компактність конструкції;
- незначні навантаження на вали передачі та їхні опори;
- мають високий ККД ($\eta = 0,94 \dots 0,99$);
- можуть легко та зручно компоуватись у окремі агрегати для серійного виробництва (редуктори);
- забезпечують достатній діапазон передаточних чисел ($U \leq 20$).

До недоліків зубчастих передач належать такі:

- відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- шум при роботі з високими швидкостями;
- потреба у постійному змащуванні;
- неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

Зубчасті передачі та колеса можна класифікувати за цілим рядом ознак.

За **формою профілю зубців** розрізняють **евольвентні** зубчасті передачі, що мають переважне поширення, та **неевольвентні** передачі. До останніх відносять зубчасті передачі із круговим профілем зубців (передачі із зачепленням Новікова), та передачі із циклоїдальним профілем зубців, які в більшості випадків застосовують у приладах та годинникових механізмах.

За взаємним розміщенням осей валів:

– із паралельними осями валів (циліндричні передачі зовнішнього зачеплення (рис. 4.1, а, б, в), передачі типу зубчасте колесо – рейка (рис. 4.1, г) та циліндричні передачі внутрішнього зачеплення (рис. 4.1, д));

– із валами, осі яких перетинаються (конічні зубчасті передачі (рис. 4.1, е);

– із мимобіжними у просторі осями валів (гіпоїдні (рис. 4.1, ж) та гвинтові зубчасті передачі (рис. 4.1, з)).

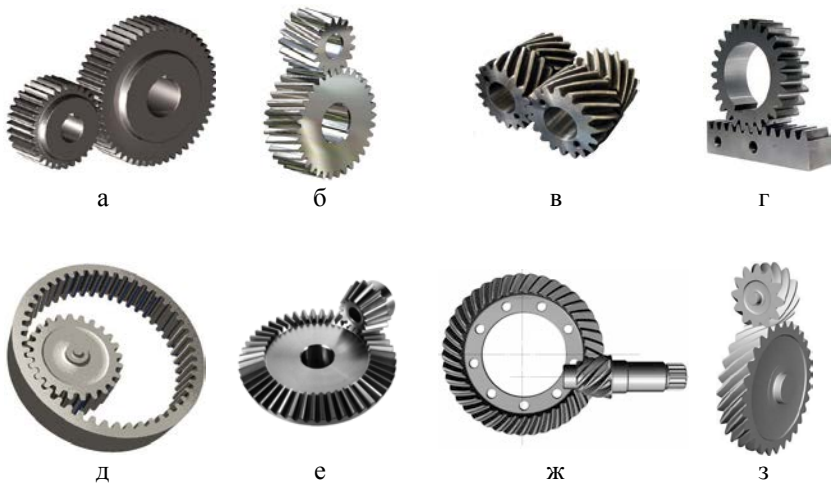


Рис. 4.1

За розміщенням на ободі та формою зубців розрізняють передачі та колеса:

– прямозубі (рис. 4.1, а, г, д, е);

– косозубі (рис. 4.1, б, з);

– шевронні (рис. 4.1, в);

– з круговими зубцями (рис. 4.1, ж).

За конструктивним оформленням зубчасті передачі бувають:

– закриті (розміщені у спеціальному корпусі з постійним змащуванням);

– відкриті (працюють без мастила або змащуються періодично).

За коловою швидкістю зубчастих коліс передачі поділяють на:

тихо- ($v \leq 3$ м/с), середньо- ($v = 3 \dots 15$ м/с) та швидкохідні ($v > 15$ м/с).

4.1.2. Основні параметри евольвентного зачеплення

Найбільш широко у машинобудуванні застосовують евольвентне зачеплення, яке має певні технологічні та експлуатаційні особливості:

- простота побудови евольвентних профілів зубців;
- евольвентні зубці як прямокутних, так і косозубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу;
- одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою;
- правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення;
- евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу роботоздатність, ККД та інші характеристики передачі.

На рис. 4.2 показане зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс. Точка P перетину нормалі або лінії зачеплення NN із лінією центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається **полюсом зачеплення**. При обертанні зубчастих коліс точка дотикання профілів зубців постійно знаходиться на лінії NN , тобто **лінія зачеплення** до профілів зубців займає постійне положення.

Діаметри d_{b1} та d_{b2} називаються **основними**, а d_{w1} та d_{w2} – **початковими** діаметрами зубчастих коліс.

Кут α_{tw} між лінією зачеплення та прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається **кутом зачеплення**.

Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається ділильною поверхнею (ділить зубець на дві частини – **головку** та **ніжку**). Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається **ділильним колом**. Діаметри ділільних кіл позначають d_1 і d_2 і називають **ділильними діаметрами** зубчастих коліс. На рис. 4.2, ділільні та початкові діаметри співпадають.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається **колом вершин зубців**, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається **колом впадин**. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (рис. 4.2) і називаються **діаметрами вершин зубців**. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються **діаметрами впадин**.

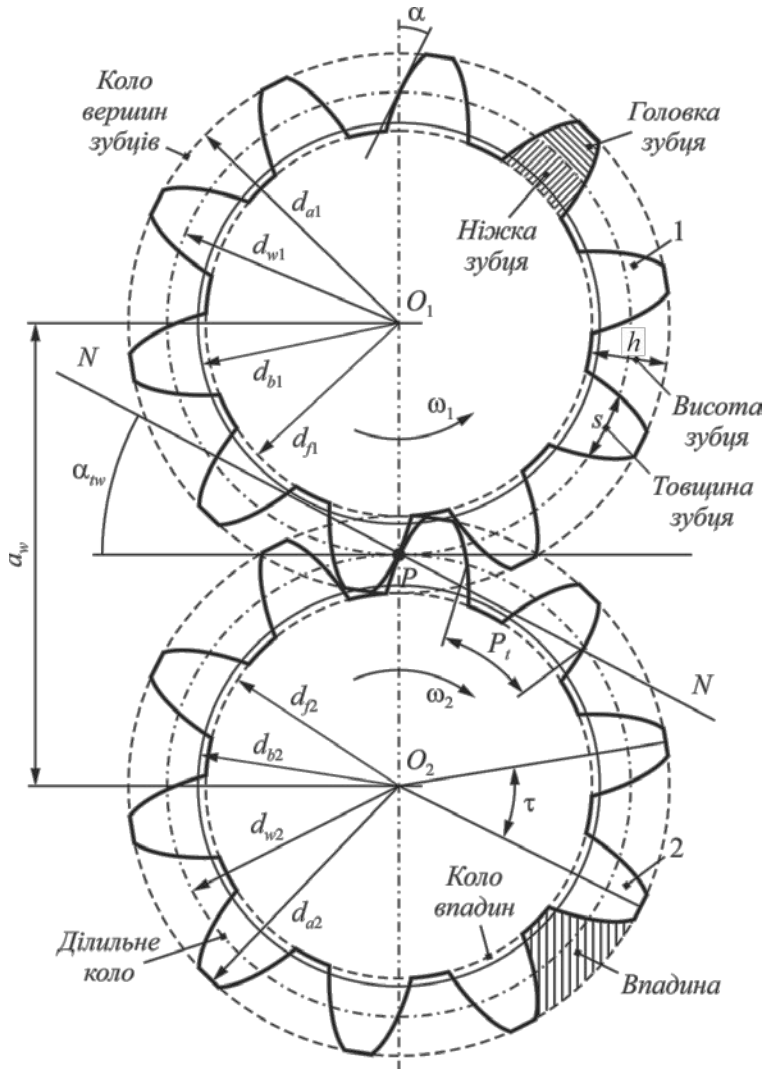


Рис. 4.2

До параметрів евольвентного зачеплення належить також кут профілю зубця α (рис. 4.2), утворений у поперечному перерізі зубця між дотичною до профілю зубця у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса, називається **кутом профілю зубця**.

Відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається **коловим кроком зубців** і позначається P_t (рис. 4.2, рис. 4.3, а). Розрізняють ділительний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділительному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих та криволінійних зубців (рис. 4.3, б, в), крім колового кроку P_t , розрізняють нормальний крок зубців P_n , який є найкоротшою відстанню по ділительному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між однойменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x .

Центральний кут концентричного кола зубчастого колеса, який дорівнює $2\pi/z$, де z – число зубців зубчастого колеса, називається **кутовим кроком зубців** і позначається τ (рис. 4.2).

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця, з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається **кутом нахилу зубця**. Кут нахилу зубця позначається β (рис. 4.3, б, в).

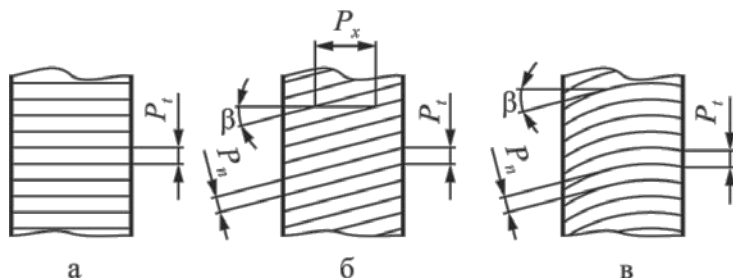


Рис. 4.3

Із рис. 4.3, маємо зв'язок між P_n , P_t і P_x :

$$P_n = P_t \cos \beta, \quad P_x = P_n / \sin \beta. \quad (4.1.1)$$

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається **кутом перекриття** і позначається ϕ_γ .

Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається **коефіцієнтом перекриття** і позначається ϵ_γ :

$$\epsilon_\gamma = \phi_\gamma / \tau. \quad (4.1.2)$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Із збільшенням коефіцієнта перекрит-

тя підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямокубних використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття. Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю, у протилежному разі при роботі зубчастої передачі можуть виникнути моменти, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

Лінійна величина, що в π раз менша за коловий крок зубців, називається **коловим модулем** зубців m_t , а лінійна величина, що в π раз менша за нормальний крок зубців, називається **нормальним модулем** зубців m_n :

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}, \quad m_n = \frac{P_n}{\pi}. \quad (4.1.3)$$

На основі формул маємо співвідношення:

– для косих та криволінійних зубців

$$m_n = m_t \cos \beta; \quad (4.1.4)$$

– для прямих зубців

$$m_n = m_t = m. \quad (4.1.5)$$

Модулі зубців стандартизовані (у прямокубних колесах колові $m_t = m$, а в косозубих нормальні m_n). У ДСТУ 9563–60 наведено значення модулів, починаючи від 0,05 до 100 мм (додаток 7, табл. 1).

Надалі стандартний модуль зубців прямокубних коліс, будемо позначати m (без індексу), а при визначенні розмірів косозубих коліс будемо використовувати стандартний нормальний модуль m_n .

Ділильний діаметр прямокубного колеса (при $\beta=0$):

$$d = mz. \quad (4.1.6)$$

Ділильний діаметр косозубого колеса:

$$d = m_n z / \cos \beta. \quad (4.1.7)$$

Якщо міжосьова відстань зубчастої передачі

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta), \quad (4.1.8)$$

то ділильні і початкові кола зубчастих коліс збігаються. При зміні міжосьової відстані a_w діаметри ділильних кіл не змінюються, а діаметри початкових кіл змінюються пропорційно зміні a_w . Тоді

$$d_{w1} = 2a_w / (U + 1), \quad d_{w2} = 2a_w U / (U + 1), \quad (4.1.9)$$

де $U = z_2 / z_1$ – передаточне число зубчастої передачі.

4.1.3. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач

Із зменшенням числа зубців зубчастого колеса збільшується кривина евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців в їх основі та на вершині. Якщо число зубців z менше від деякого граничного значення z_{\min} , то при нарізуванні зубців інструментальною рейкою відбувається підріз ніжок зубців (рис. 4.4, а). Це спричинює значне зменшення їхньої міцності. Мінімальне число прямих зубців, які можна нарізувати інструментальною зубчастою рейкою без підрізання, становить 17.

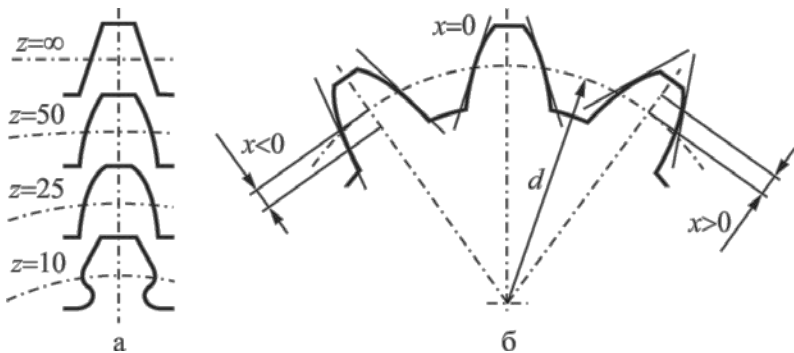


Рис. 4.4

Щоб усунути явище підрізання зубців нормального евольвентного зачеплення, використовують спеціальні способи виправлення їхнього профілю, які називаються коригуванням зубчастих зачеплень. Кориговані зубчасті колеса виготовляють на тому самому обладнанні та тим же стандартним інструментом, що й некориговані.

Кориговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що для коригованих коліс інструмент встановлюють з деяким зміщенням у радіальному напрямі. Заготовки зубчастих коліс виготовляють із зміненим діаметром, а початковий контур дістають із зміщенням, яке визначають за формулою:

$$\chi = xm, \quad (4.1.10)$$

де x – коефіцієнт зміщення; m – модуль зубців.

Коефіцієнт зміщення буде додатнім ($x > 0$), якщо інструмент зміщують від центра заготовки, і від'ємним ($x < 0$), якщо інструмент зміщують до центра заготовки (рис. 4.4, б).

У нормальній зубчастій передачі коефіцієнти зміщення шестерні x_1 і колеса x_2 відповідають умові $x_1 = x_2 = 0$. Тому таку передачу називають нульовою.

Розрізняють висотну та кутову корекцію зубчастого зачеплення.

Зубчасті передачі з **висотною корекцією** виготовляють із коефіцієнтами зміщення, які відповідають таким умовам:

$$x_1 = -x_2, \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0, \quad (4.1.11)$$

де x_Σ – сумарний коефіцієнт зміщення.

При висотній корекції висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот головок та ніжок зубців і відповідно змінюються діаметри кіл вершин зубців та впадин. Початкові кола при висотній корекції збігаються із ділильними і кут зачеплення не змінюється. Товщина зубців шестірні збільшується, а зубців колеса зменшується, але сума товщини на ділильному колі пари зубців у зачепленні тут залишається постійною і дорівнює кроку зубців. Тут висотна корекція зубців не вимагає зміни міжосьової відстані передачі.

Висотна корекція дозволяє збільшити міцність зубців шестірні з одночасним зменшенням міцності зубців колеса. При великому числі зубців шестірні та колеса висотне коригування малоефективне, оскільки форма зубців змінюється мало. Тому висотну корекцію застосовують тільки при малому числі зубців шестірні і великому числі зубців колеса.

Зубчасті передачі з **кутовою корекцією** виготовляють із неоднаковими коефіцієнтами зміщення, які задовольняють умову:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0. \quad (4.1.12)$$

Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів зміщення циліндричних зубчастих коліс наведені у ДСТУ 16532–70. Ці коефіцієнти можуть бути вибрані з умов підвищення контактної міцності активних поверхонь зубців або міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти спрацьовування та опору проти заїдання зубців.

При кутовій корекції сума товщин зубців шестірні та колеса на ділильних колах більша від кроку зубців, і тому ділильні кола не можуть дотикатись. Тут зубчасті колеса повинні бути зміщеними одне відносно одного. В результаті цього ділильні кола не збігаються з початковими колами, висота зубців зменшується, а кут профілю зубців буде збільшеним.

Кутова корекція зубчастого зачеплення у порівнянні з висотною має ряд переваг, головними з яких є підвищення міцності зубців двох зубчастих коліс передачі і можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань. Кутову корекцію можна використувати при довільній комбінації чисел зубців шестірні і колеса. Тому з коригованих зубчастих передач переважне застосування мають передачі з кутовою корекцією.

4.1.4. Конструкції зубчастих коліс

Конструкція зубчастих коліс (рис. 4.5) залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестерню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 4.5, а, б). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють окремими деталями. Це дає змогу підбирати необхідні матеріали і термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал.

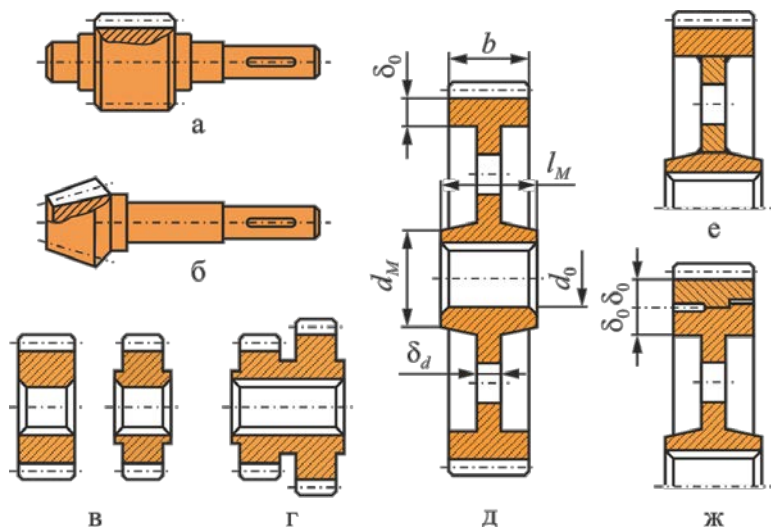


Рис. 4.5

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис. 4.5, в). В коробках передач застосовують блоки коліс (рис. 4.5, г).

Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис. 4.5, д). Наближені розміри елементів цих коліс визначаються наступними співвідношеннями:

- діаметр маточини $d_M = (1,6 \dots 2)d_0$;
- довжина маточини $l_M = (1 \dots 1,2)b$;

– товщина диска $\delta_d = (0,25 \dots 0,35)b$;

– товщина обода $\delta_0 = (3 \dots 4)t$.

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 4.5, д) або зварюванням (рис. 4.5, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 4.5, ж). У цьому разі, зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

4.1.5. Точність зубчастих передач

Одним із основних показників якості зубчастих передач є їх точність. Точність виготовлення зубчастих коліс та передач визначає не тільки їхні кінематичні та експлуатаційні показники, а й такі характеристики, як інтенсивність шуму та вібрації, а також суттєво впливає на показники міцності передачі, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо.

Термінологія та позначення похибок і допусків для зубчастих передач регламентовані відповідними стандартами.

Основними показниками точності функціонування евольвентних зубчастих передач є такі: кінематична точність; плавність роботи; контакт зубців; бічний зазор.

Норми кінематичної точності регламентують повну похибку передаточного відношення – найбільшу похибку кута повороту: для зубчастого колеса – у межах його одного оберту; для передачі – за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс пари. Величина та характер кінематичних похибок є вирішальними для зубчастих передач точних кінематичних ланцюгів, ділильних механізмів, а також планетарних передач із кількома сателітами.

Норми плавності роботи регламентують циклічні похибки передаточного відношення – складові повної похибки кута повороту зубчастого колеса, що багатократно повторюються за один оберт колеса. Такі похибки є найважливішими для особливо точних відлікових і ділильних пристроїв та для високошвидкісних зубчастих передач.

Норми контакту зубців визначають точність (повноту) прилягання робочих поверхонь зубців спряжених у передачі коліс, що є найсуттєвішим для навантажених зубчастих передач.

Норми бічного зазору регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців передачі і можливі межі коливання бічного зазору. Гарантований бічний зазор запобігає заклинюванню передачі при її

нагріванні та появі ударів по неробочих профілях при динамічних навантаженнях, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців зубчасті передачі і колеса поділяють на 12 ступенів точності (із збільшенням номера ступеня точності точність зменшується). Найбільше розповсюдження мають зубчасті передачі із ступенем точності 5, 6, 7, 8, 9. Рекомендовані ступені точності зубчастих передач залежно від колової швидкості для силових передач наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Рекомендації щодо вибору ступеня точності зубчастих передач залежно від колової швидкості, *м/с*

Ступінь кінематичної точності	Прямі зубці для передачі		Непрямі зубці для передачі		Область застосування
	циліндричної	конічної	циліндричної	конічної	
5	≥15	≥12	≥30	≥20	Швидкохідні передачі, ділильні механізми
6	до 15	до 12	до 30	до 20	
7	до 10	до 8	до 15	до 10	Передачі загального призначення
8	до 6	до 4	до 10	до 7	
9	до 2	до 1,5	до 3	до 2	Тихохідні передачі

Залежно від конкретних експлуатаційних вимог до зубчастої передачі стандартами рекомендується комбінування норм кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців для однієї і тієї ж передачі відповідно до стандартів, у зв'язку з наявністю експлуатаційного та технологічного взаємозв'язку похибок зубчастих передач.

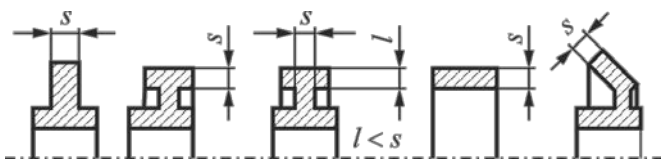
4.1.6. Матеріали та термообробка зубчастих коліс

Зубчасті колеса виготовляють із різноманітних матеріалів. Основним із них є сталь, яка допускає зміцнюючу термічну або хіміко-термічну обробку. Сталеві зубчасті колеса забезпечують високу несучу здатність та довговічність зубчастої передачі.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50, сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г, леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА та ін.

Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, наведені у табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Механічні характеристики сталей,



Область застосування	Марка сталі	Розмір перерізу $s, \text{мм}$	Механічні властивості після термообробки			Твердість поверхні після загартування HRC	Вид термообробки	
			Твердість, HV	Границя				
				міцності $\sigma_B, \text{МПа}$	текучості $\sigma_T, \text{МПа}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	
Відкриті передачі $v \leq 1$ <i>м/с</i>	Ст 5	40...100 ≥ 100	≈ 170	500...640	270 260	-	Н	
	Ст 6	40...100 ≥ 100	≈ 180	600	300		Н	
	35	≤ 80	140...190	540	320		Н	
	35Л	відливка	≥ 145	500	280		Н	
	40	≤ 60	190...230	700	400		Н	
	40Л	відливка	≥ 150	520	290		Н	
Редуктори загального призначення при спокійному навантаженні та довільних розмірах	45	≤ 60	240...285	850	580		-	Н
		≤ 80	170...217	600	340			П
		≤ 100	192...240	750	450			Н
	50	≤ 60	230...255	790	530			Н
		≤ 80	180...230	640	350			П
	50Л	відливка	≥ 155	580	340	Н		
40Х	60...100	230...260	750	520	-	П		
	≤ 60	260...280	1000	800				
40ХЛ	відливка	≈ 180	650	500	Н			

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Редуктори загального призначення при обмежених розмірах	40XH	≤40 40...100 100...300	– 230...300 240	1600 850 800	1400 600 580	48...54	ПГ П
	40XHL	відливка	≈200	700	500		Н
	20X 18XГТ	≤60	197 285	650 1000	400 900	56...63	Ц
Редуктори загального призначення при обмежених розмірах та ударних навантаженнях	25XГТ	≤60	300	1150	950	58...63	Ц
	12XH3A	40...60 ≤40	250 300	920 1000	700 800	56...63	Ц
	12X2H4A 20XГНРА	60...80 40...60 ≤40	290 320 340	1000 1100 1200	800 850 1000	56...63	Ц А
	20X2H4A	60...80	350	1300	1100	58...63	Ц А
	18X2H4A	≤60	360	1400	1200		Ц А
<p>Примітка. 1. В позначеннях марки сталі перші дві цифри – середній вміст вуглецю в сотих долях відсотка. Букви – легуючі елементи. Г – марганець, Н – нікель, Т – титан, Х – хром, Р – бор; цифри після букв – процент вмісту даного елемента, якщо воно перевищує 1%. Марки високоякісних сталей доповнюються в кінці буквою А; литво – буквою Л.</p> <p>2. Умовні позначення видів термообробки: Н – нормалізація, П – поліпшення, ПГ – поверхнєве гартування, Ц – цементація, А – азотування.</p>							

Для коліс великих діаметрів ($d > 500$ мм) застосовують вуглецеве 35Л, 40Л, 45Л, 50Л або низьколеговане 40ХЛ, 35ХГСЛ сталеве литво.

Вибирати матеріали зубчастих коліс необхідно так, щоб твердість матеріалу шестерні була на 20...30НВ вище ніж колеса, тобто

$$HB_1 = HB_2 + (20...30). \quad (4.1.13)$$

Рекомендовані поєднання матеріалів шестерні та зубчастого колеса приведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Матеріали шестерні та колеса

Шестерня	45	55	40X	45X	45XH
Зубчасте колесо	35, 40Л, 45Л, Ст 5	40, 45, 45Л, Ст 6	55, 40ХЛ	40X	40X, 45X

4.1.7. Допустимі напруження

1.1. При розрахунках зубців на контактну витривалість допустиме контактне напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_H] = \sigma_H Z_R k_{HL} / s_H, \quad (4.1.14)$$

де σ_H – границя контактної витривалості поверхонь зубців (табл. 4.4);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців ($Z_R = 1$ при $R_a = 1,25 \dots 0,63$; $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \dots 1,25$; $Z_R = 0,9$ при $R_a = 40 \dots 10$);

k_{HL} – коефіцієнт довговічності (при типовому або постійному режимі навантаження $k_{HL} = 0,9 \dots 1$; для зубців із поверхневим зміцненням $k_{HL} = 1 \dots 1,8$; при однорідній структурі матеріалу зубчастих коліс $k_{HL} = 1,8 \dots 2,6$);

s_H – коефіцієнт запасу (для зубчастих коліс із однорідною структурою $s_H = 1,1$; для коліс із поверхневим зміцненням зубців $s_H = 1,2$).

Таблиця 4.4. Границя контактної витривалості поверхонь зубців

Сталі	Вид термообробки	Твердість поверхонь зубців	σ_H , МПа
Вуглецеві та леговані	Нормалізація або поліпшення	$H \leq 350$ НВ	$2H_{HB} + 70$
	Об'ємне гартування	38...50 HRC	$18H_{HRC} + 150$
	Поверхнєве гартування	40...50 HRC	$17H_{HRC} + 200$
Леговані	Цементация або нітроцементация	$H \geq 56$ HRC	$23H_{HRC}$

У розрахунках прямо- і косозубих передач із твердістю зубців $H > 350$ НВ за розрахункове допустиме напруження $[\sigma_H]$ беруть менше із двох значень, тобто допустиме напруження колеса $[\sigma_{H2}]$.

Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $H < 350$ НВ, то розрахункове допустиме контактне напруження розраховується за формулою:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (4.1.15)$$

із виконанням умови $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$.

1.2. Допустиме граничне контактне напруження (для розрахунків на перевантаження):

– для зубців зубчастих коліс після нормалізації, поліпшення або об'ємного гартування з низьким відпусканням $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$, де σ_T – границя текучості (табл. 4.2);

– для зубців після цементації $[\sigma_H]_{\max} = 40H_{HRC}$.

2.1. При розрахунках зубців на витривалість при згині допустиме напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = \sigma_F k_{FC} k_{FL} / s_F, \quad (4.1.16)$$

де σ_F – границя витривалості зубців при згині (табл. 4.5);

k_{FC} – коефіцієнт впливу напряду навантаження на зубці (при однобічному навантаженні $k_{FC} = 1$; при двобічному навантаженні $k_{FC} = 0,65$ (для зубців після нормалізації та поліпшення), або $k_{FC} = 0,75$ (для зубців з поверхневим зміцненням), або $k_{FC} = 0,9$ (для зубців після азотування);

k_{FL} – коефіцієнт довговічності ($k_{FL} = 1 \dots 2$, тут більші значення обираємо для важконавантажених передач);

s_F – коефіцієнт запасу (при ймовірності неруйнування 0,9 – $s_F = 1,75$; при ймовірності неруйнування 0,99 – $s_F = 2,2$).

Таблиця 4.5. Границя контактної витривалості поверхонь зубців

Сталі	Вид термообробки	Твердість поверхонь зубців	σ_F , МПа
Вуглецеві та леговані	Нормалізація або поліпшення	180...300 НВ	$1,8H_{HB}$
Леговані	Об'ємне гартування	45...55 HRC	600
	Цементація або нітроцементація	56...62 HRC	800

2.2. Допустиме граничне напруження на згин визначають за формулою:

$$[\sigma_F]_{\max} = \sigma_{FM} / s_F, \quad (4.1.17)$$

де σ_{FM} – граничне напруження, що не спричиняє крихкої поломки зубців ($\sigma_{FM} = 4,8H_{HB}$ – для легованих та вуглецевих сталей після нормалізації та поліпшення; $\sigma_{FM} = 6H_{HB}$ – для легованих та вуглецевих сталей після гартування).

4.1.8. Змащування та ККД зубчастих передач

Змащування. В процесі зачеплення зубців внаслідок тертя кочення і ковзання відбувається нагрів та знос зубців. Щоб забезпечити працездатність зубчастої передачі, до зачеплення коліс підводять мастило, яке зменшує контактні напруження і втрати на тертя, запобігає інтенсивному зносу та корозії зубців, зменшує силу удару в зачепленні і покращує відвід тепла.

В машинобудуванні широко використовується *картерне* та *циркуляційне* змащування зубчастих передач.

Картерне змащування використовують при колових швидкостях коліс $v = 0,5 \dots 12,5$ м/с, шляхом занурення вінців коліс у ванну з мастилом герметичного корпусу.

Циркуляційне змащування використовують при більш високих швидкостях. Зумовлено це тим, що відцентрова сила скидає мастило з зубців і зачеплення починає працювати при недостатньому змащуванні. Тому мастило примусово (від насосу) подається до місця зачеплення коліс.

Марку мастила обирають в залежності від колової швидкості v і контактного напруження зубців σ_H .

ККД зубчастих передач. Втрати потужності в зубчастих передачах складаються з втрат на тертя в зачепленні, на тертя в підшипниках і гідравлічних втрат на перемішування та розбризування мастила (закриті передачі). Втрати в зачепленні складають більшу частину втрат в передачі, і залежать від точності виготовлення, способу змащування, шорсткості робочих поверхонь, швидкості коліс, властивостей мастильних матеріалів та числа зубців коліс. Із збільшенням числа зубців ККД передачі зростає. Для виконання розрахунків слід використовувати таблицю 4.6.

Слід зазначити, що втрачена потужність в передачі переходить в тепло, яке при недостатньому охолодженні може викликати перегрів передачі.

Таблиця 4.6. Середнє значення ККД однієї пари коліс при передачі повної потужності (без врахування втрат в підшипниках)

Вид передачі	Закрита передача		Відкрита передача
	Ступінь точності		
	6 та 7	8	9
Циліндрична	0,99...0,98	0,97	0,96
Конічна	0,98...0,97	0,96	0,94

4.2. Циліндричні зубчасті передачі

4.2.1. Параметри прямо- та косозубих передач

4.2.1.1. Початковий контур зубчастих коліс

Профіль зубців одного і другого контурів зубців циліндричної передачі є прямолінійним та однаковий по обидва боки від ділительної лінії $a-a$ рейки, на якій товщина зубця та ширина впадини рівні між собою (рис. 4.6, а).

Початковий контур для циліндричних зубчастих коліс стандартизований згідно з ДСТУ 13754–81 і характеризується:

- кутом головного профілю $\alpha = 20^0$;
- коефіцієнтом висоти головки зубця $h_a^* = 1$;
- коефіцієнтом радіального зазору $c^* = 0,25$;
- коефіцієнтом висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$;
- коефіцієнтом радіуса кривини перехідної кривої $\rho_f^* = 0,38$.

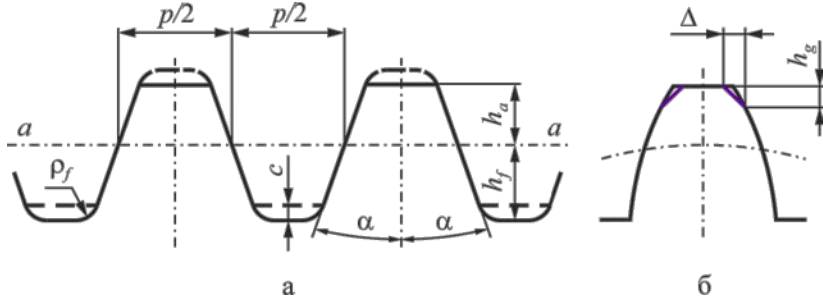


Рис. 4.6

З метою покращення роботи зубчастого зачеплення у важко-навантажених та високошвидкісних циліндричних зубчастих передачах із зовнішнім зачепленням застосовують початковий контур із модифікацією профілю головки зубців (рис. 4.6, б), при цьому для $m \geq 1$ мм лінія модифікації пряма. Параметри модифікації зубців визначають за такими залежностями:

$$h_g = h_g^* m, \quad \Delta = \Delta^* m,$$

де коефіцієнти висоти $h_g^* \leq 0,45$ та глибини $\Delta^* \leq 0,02$ модифікації.

4.2.1.2. Розміри зубців та вінців зубчастих коліс

Розглянемо основні залежності для розрахунку розмірів зубців та циліндричних зубчастих коліс.

Відповідно до значень параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців циліндричних зубчастих коліс (рис. 4.6, а) визначають за формулами наведеними в табл. 4.7.

Таблиця 4.7. Розміри елементів зубців циліндричних зубчастих коліс

Елементи зубця	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота:		
головки зубця	$h_a = h_a^* m = m$	$h_a = h_a^* m_n = m_n$
ніжки зубця	$h_f = 1,25m$	$h_f = 1,25m_n$
зубця	$h = h_a + h_f$	
Радіальний зазор	$c = c^* m = 0,25m$	$c = c^* m_n = 0,25m_n$
Радіус кривини перехідної прямої	$\rho_f = \rho_f^* m = 0,38m$	$\rho_f = \rho_f^* m_n = 0,38m_n$

Основною відмінністю косозубих коліс у порівнянні з прямозубими є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної діляльного циліндра (рис. 4.7, а).

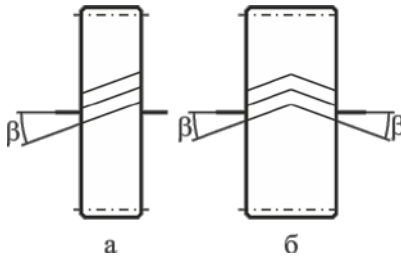


Рис. 4.7

Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса (4.7, б), які складаються як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний напрямок.

Кут нахилу прямозубих коліс $\beta=0^\circ$, для косозубих коліс $\beta=8\dots20^\circ$, для шевронних $\beta=20\dots40^\circ$.

Зважаючи на те, що косозубі (шевронні) зубчасті колеса можуть нарізатись таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, кут профілю зубців косозубих (шевронних) коліс у їх нормальному перерізі $\alpha_n=\alpha=20^\circ$. За стандартний модуль зубців косозубих (шевронних) коліс беруть модуль m_n у нормальному перерізі зубців.

Розміри циліндричних зубчастих коліс (рис. 4.8) визначають за формулами наведеними в табл. 4.8.

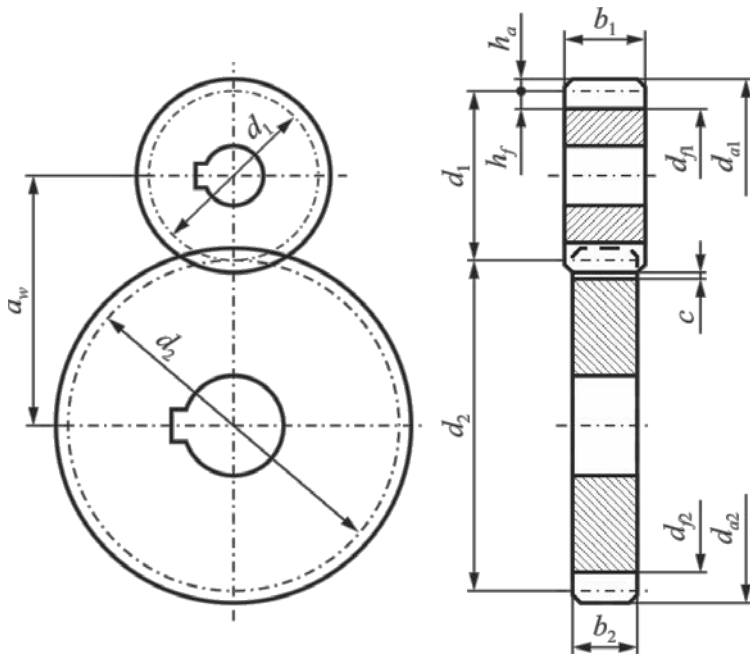


Рис. 4.8

Таблиця 4.8. Розміри циліндричних зубчастих коліс

Діаметри вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
Ділильні	$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta,$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2m,$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n,$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Впадин	$d_{f1} = d_1 - 2,5m,$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n,$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$

Міжосьова відстань циліндричних зубчастих передач:

– прямозубої

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2); \quad (4.2.1)$$

– косозубої (шевронної)

$$a_w = 0,5m_n(z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (4.2.2)$$

Враховуючи те, що передаточне число зубчастої передачі $U = z_2/z_1$, ділильні діаметри зубчастих коліс (у некоригованих передачах

початкові збігаються з ділильними) можуть бути виражені через міжосьову відстань:

$$d_1 = 2a_w / (U \pm 1), \quad d_2 = 2a_w U / (U \pm 1). \quad (4.2.3)$$

Тут, знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення.

Ширину зубчастого вінця b_2 колеса та шестерні b_1 (рис. 4.8) розраховують за формулами:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w, \quad b_1 = b_2 + \Delta_b, \quad (4.2.4)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть: $\psi_{ba}=0,1\dots0,4$ – для прямозубих передач; $\psi_{ba}=0,2\dots0,5$ – для косозубих передач; $\psi_{ba}=0,4\dots0,8$ – для шевронних передач (для запропонованих інтервалів коефіцієнт ψ_{ba} необхідно обирати зі стандартного ряду відповідно до ДСТУ 2185–66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25); $\Delta_b = 5$ мм. Менші значення ψ_{ba} вживають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса щодо опор вала. Граничні значення ψ_{ba} повинні бути такими, щоб виконувались умови: $\psi_{bd} \leq 1$ – для прямозубих коліс; $\psi_{bd} \leq 1,5$ – для косозубих коліс; $\psi_{bd} \leq 2,5$ – для шевронних коліс.

4.2.1.3. Коефіцієнти торцевого та осьового перекриття

Загальний коефіцієнт перекриття зубчастої передачі (п.п. 4.1.2):

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (4.2.5)$$

де $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ – коефіцієнти торцевого та осьового перекриття зубців відповідно.

Коефіцієнт торцевого перекриття (для зубчастих передач без модифікації зубців і з некоригованими зубцями) визначають за такою наближеною залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta. \quad (4.2.6)$$

Тут, знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення. Для коригованих зубчастих передач ε_α визначають за більш складними залежностями (ГОСТ 16532–70). У прямозубих передачах ($\beta = 0$) рекомендують $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, а у косозубих ($\beta \neq 0$) – $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Коефіцієнт осьового перекриття ε_β виражається відношенням:

$$\varepsilon_\beta = b_2 / P_x = b_2 \sin \beta / P_n = (b_2 \sin \beta) / (\pi m_n). \quad (4.2.7)$$

У прямозубих передачах $\varepsilon_\beta = 0$, а у косозубих – $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

4.2.2. Еквівалентне колесо

Міцність зубця визначають його розміри та форма у нормальному перерізі. Форму косою зубця у нормальному перерізі визначають через параметри еквівалентного прямозубого колеса (рис. 4.9). У зв'язку з цим, розрахунок косозубих коліс на міцність виконують використовуючи параметри еквівалентного прямозубого колеса.

Ділильне коло косозубого колеса у нормальному перерізі $A-A$ (рис. 4.9) утворює еліпс, радіус кривизни якого в полюсі зачеплення:

$$\rho_v = d / (2 \cos^2 \beta).$$

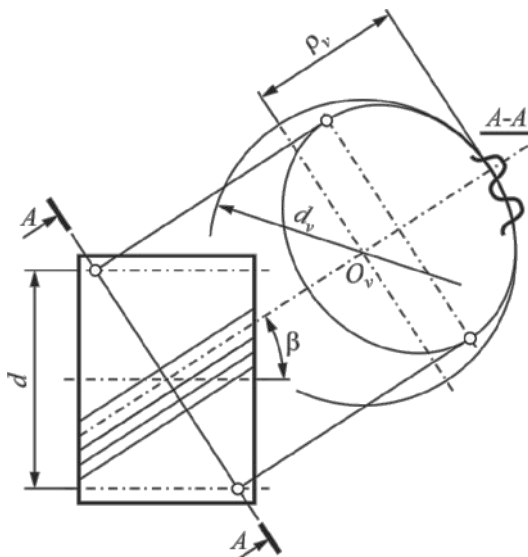


Рис. 4.9

Профіль зубця у нормальному перерізі $A-A$ співпадає з профілем умовного прямозубого колеса, яке називають еквівалентним, ділильний діаметр якого:

$$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta} = m_n z_v,$$

звідки еквівалентне число зубців

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \tag{4.2.8}$$

де z – дійсне число зубців косозубого колеса.

4.2.3. Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс

Знання сил, які виникають в зубчастій передачі, необхідне для розрахунку зубців, валів та їх опор. У навантаженій зубчастій передачі сили взаємодії зубців розподілені по площі їхнього контакту. Для спрощення розрахунків розподілені сили замінюють на зосереджену **нормальну** силу F_n , прикладену до зубця у середньому нормальному його перерізі в полюсі зачеплення – точка P (рис. 4.10 та рис. 4.11). Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, нехтують, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий.

Введемо систему координат з початком в точці P : вісь y направляємо вздовж колової швидкості, вісь x перпендикулярно, а вісь z паралельно осі зубчастого колеса (рис. 4.10 та рис. 4.11).

4.2.3.1. Прямозубі циліндричні колеса

Сила F_n розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові, а саме **радіальну** F_r (спрямована вздовж осі x) та **колову** F_t (направлена вздовж осі y) (рис. 4.10).

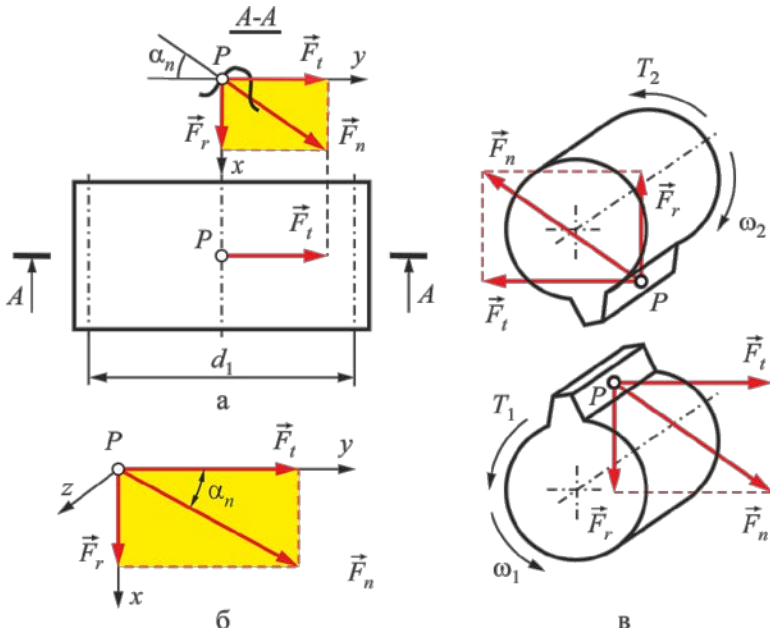


Рис. 4.10

Модуль **колової** сили $\overset{1}{F}_t$ визначається за формулою:

$$F_t = 2T_1 / d_1, \quad (4.2.9)$$

де T – крутний момент, Н·мм; d – дільний діаметр, мм.

Модуль **радіальної** $\overset{1}{F}_r$ та **нормальної** $\overset{1}{F}_n$ сили визначають за формулами:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_n; \quad (4.2.10)$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha_n. \quad (4.2.11)$$

Слід зазначити, що в прямозубій передачі зубці входять у зачеплення відразу по всій довжині. Внаслідок неточності виготовлення передачі та її зносу, процес виходу однієї пари зубців з зачеплення та початок зачеплення іншої пари супроводжується ударами та шумом, сила яких зростає із збільшенням колової швидкості коліс. У зв'язку з цим, прямозубі передачі застосовують при невеликих та середніх колових швидкостях, зокрема, відкриті передачі, як правило, виконують прямозубими.

4.2.3.2. Косозубі та шевронні циліндричні колеса

У даному випадку сила $\overset{1}{F}_n$ розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові, а саме **радіальну** $\overset{1}{F}_r$ (спрямована вздовж осі x) та нормальну до лінії зубців $\overset{1}{F}_0$. У свою чергу, силу $\overset{1}{F}_0$ також можна розкласти на дві взаємно перпендикулярні складові, а саме: **осьову** $\overset{1}{F}_a$ (спрямована вздовж осі z) та **колову** $\overset{1}{F}_t$ (направлена вздовж осі y).

Модуль **колової** сили $\overset{1}{F}_t$ визначається за формулою (4.2.9).

Модуль сили $\overset{1}{F}_0$ визначається за формулою:

$$F_0 = F_t / \cos \beta. \quad (4.2.12)$$

Модуль **радіальної** $\overset{1}{F}_r$ та **осьової** $\overset{1}{F}_a$ сили визначають за формулами:

$$F_r = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta, \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (4.2.13)$$

Модуль **нормальної** сили $\overset{1}{F}_n$:

$$F_n = F_t / (\cos \alpha_n \cos \beta). \quad (4.2.14)$$

Наявність осьової сили у зачепленні обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців β (осьова сила зростає із збільшенням β). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, в яких осьові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються (лівий та правий півшеvronи мають протилежний

нахил зубців) (рис. 4.11, г). Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими.

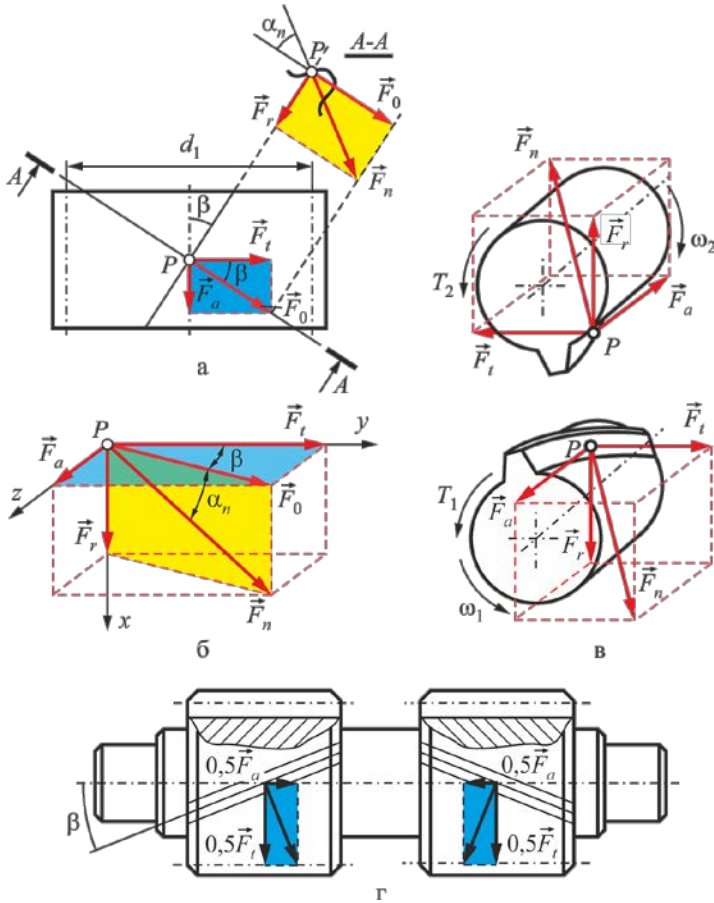


Рис. 4.11

На відміну від прямозубої, у косозубій передачі зубці входять у зачеплення не відразу по всій довжині, а поступово. Збільшується час контакту однієї пари зубців, протягом якого входять нові пари зубців, у зв'язку з чим навантаження передається по більшому числу контактних ліній, що значно зменшує шум і динамічні навантаження (чим більший кут β , тим вища плавність зачеплення). Тому, косозубі передачі застосовують при середніх та високих колових швидкостях.

4.2.4. Коефіцієнти розподілу навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач

Особливості розподілу навантаження між зубцями циліндричних коліс, при проведенні розрахунків зубчастих передач на контактну витривалість та на витривалість при згині, враховують за допомогою:

- коефіцієнта розподілу навантаження між зубцями k_α ;
- коефіцієнта динамічного навантаження коліс k_v ;
- коефіцієнта розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс k_β .

У подальшому будемо використовувати такі позначення коефіцієнтів: $k_{H\alpha}$, $k_{H\beta}$, k_{Hv} – у розрахунках на контактну витривалість; $k_{F\alpha}$, $k_{F\beta}$, k_{Fv} – у розрахунках зубців на згин.

4.2.4.1. Розподіл навантаження між зубцями

У прямозубих зубчастих передачах навантаження передається однією парою зубців, тому приймають $k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1$.

У косозубих та шевронних зубчастих передачах навантаження передається кількома парами зубців. Через похибки кроків та напрямів нахилу зубців окремі пари контактуючих зубців навантажуються нерівномірно. Цю нерівномірність враховують відповідними значеннями коефіцієнтів $k_{H\alpha}$ (додаток 7, табл. 2) та $k_{F\alpha}$. Тут

$$k_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cm} - 5)] / (4\varepsilon_\alpha), \quad (4.2.15)$$

де n_{cm} – ступінь точності за нормою контакту зубців (при $n_{cm} > 9$ приймають $n_{cm} = 9$; при $n_{cm} < 5$ приймають $n_{cm} = 5$).

4.2.4.2. Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців

До основних факторів, що обумовлюють нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, відносять:

- податливість валів та їхніх опор;
- похибки виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі;
- розміщення зубчастих коліс на валах відносно опор;
- умови, за яких не відбувається припрацювання зубців (висока твердість і колова швидкість зубців, несталість навантаження передачі).

Зауважимо, що нерівномірність розподілу навантаження тим вища, чим більша ширина зубчастого вінця, яка характеризується коефіцієнтом:

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 0,5\psi_{ba}(U + 1). \quad (4.2.16)$$

Явище нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінців зубчастих коліс неоднаково впливає на контактну міцність поверхонь зубців та міцність зубців при згині. Тому, за графіками на рис. 4.12 окремо вибирають коефіцієнти $k_{H\beta}$ і $k_{F\beta}$. Криві 1–7 на графіках відповідають різним випадкам розміщення коліс 1–7 щодо опор валів, а вплив ширини зубчастого вінця враховується коефіцієнтом ψ_{bd} .

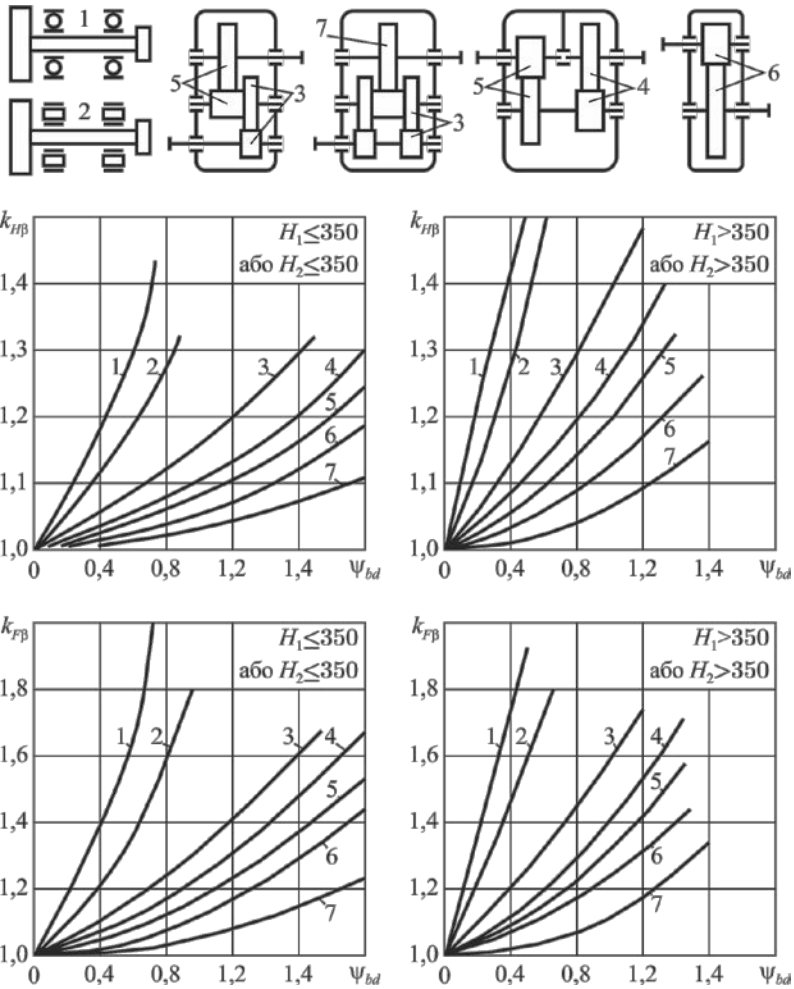


Рис. 4.12

4.2.4.3. Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих коліс

Неминучі похибки у виготовленні зубчастих коліс, а також пружні деформації зубців під навантаженням спричинюють появу динамічних навантажень зачеплення. Основний вплив на динамічні навантаження мають похибки кроку зубців шестерні та колеса і їхня колова швидкість. Для зменшення ефекту кромкового удару в зачепленні від вказаних похибок, треба використовувати зубчасті колеса з модифікацією профілів головок зубців (п.п. 4.2.1.1).

Вплив динамічного навантаження на контактну міцність активних поверхонь зубців та міцність зубців на згин оцінюється коефіцієнтами відповідно k_{Hv} та k_{Fv} (додаток 7, табл. 3).

4.2.5. Методика розрахунку закритих прямозубих циліндричних передач

4.2.5.1. Проектний розрахунок

1. **Обираємо матеріал передачі та термообробку** (див. п.п. 4.1.6).

2. **Визначаємо допустимі контактні напруження** (див. п.п. 4.1.7).

3. **Визначаємо допустимі напруження на згин** (див. п.п. 4.1.7).

4. **Визначаємо мінімальну міжосьову відстань** з умови контактної витривалості поверхонь зубців, в мм:

$$a_{w\min} = k_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (4.2.17)$$

де k_a – допоміжний коефіцієнт, який враховує параметри передачі ($k_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$, $k_a = 41,5 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубих передач із сталевими та чавунними зубчастими колесами відповідно);

U – передаточне число зубчастої передачі;

T_1 – момент, що передається валом шестерні, $H \cdot \text{мм}$;

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс у розрахунках на контактну витривалість (знаходимо з рис. 4.12);

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця (див. п.п. 4.2.1.2);

$[\sigma_H]$ – розрахункове допустиме контактне напруження, МПа (див. п.п. 4.1.7).

У формулі (4.2.17) знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення.

Зауваження. Знайдене значення a_w необхідно збільшити приблизно на 8% і округлити відповідно до ДСТУ 6636–69 (додаток 7, табл. 4).

5. Визначаємо модуль передачі:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w. \quad (4.2.18)$$

Остаточне значення модуля приймається у відповідності з ДСТУ 9563–60 (додаток 7, табл. 1).

Зауваження. При виборі модуля слід враховувати, що мало-модульні колеса (зазвичай з великим числом зубців) мають переваги за умовою підвищеної плавності роботи (збільшується ε_α) та за економічними міркуваннями. При малих значеннях m зменшуються витрати на тертя у зачепленні (зменшується ковзання) та витрати матеріалу (зменшується d_a), економиться час при нарізуванні зубців. Однак при малих модулях зростають вимоги до точності та жорсткості передачі, суттєво зменшується міцність зубців на згин.

Великомодульні колеса з великими розмірами зубців не так чутливі до спрацювання, можуть працювати тривалий час після початку втомного викришування активних поверхонь, менш чутливі до перевантажень та неоднорідності матеріалу, але плавність роботи передачі з такими колесами значно падає.

Виходячи з наведених міркувань, для силових зубчастих передач рекомендують брати $m \geq 1,5$ мм.

6. Обчислюємо сумарну кількість зубців (повинна бути цілим числом, в іншому випадку слід прийняти інший модуль):

$$z_\Sigma = 2a_w / m. \quad (4.2.19)$$

7. Знаходимо кількість зубців шестерні та колеса:

$$z_1 = z_\Sigma / (U + 1), \quad z_2 = z_\Sigma - z_1. \quad (4.2.20)$$

Розрахункове значення z_1 , при необхідності округлити до найближчого цілого числа.

Зауваження 1. Слід мати на увазі, що число зубців шестерні $z_1 > z_{\min}$, де z_{\min} – мінімальне число зубців за умови непідрізання ніжок. Для некоригованих прямозубих коліс $z_{\min} = 17$, а для коліс із кутовою корекцією $z_{\min} = 10$. У косозубих та шевронних колесах мінімальне число зубців залежить від кута нахилу лінії зубців, наприклад, якщо $\beta = 21 \dots 24^\circ$, то $z_{\min} = 14$, а якщо $\beta = 28 \dots 31^\circ$, то $z_{\min} = 12$. З метою зменшення шуму у швидкохідних передачах рекомендують брати $z_1 \geq 25$.

Зауваження 2. Щоб остаточно впевнитись у правильності вибору чисел зубців z_1, z_2 і модуля m , треба перевірити міцність зубців на

втривалість при згині (виконуються перевірочні розрахунки (див. наступний п.п. 4.2.5.2)). У разі отримання незадовільного результату зменшують у допустимих межах z_1 і відповідно z_2 і тим самим збільшують модуль m , або застосовують зубчасті колеса із зміцненням.

8. Уточнюємо фактичне передаточне число:

$$U_{\phi} = z_2 / z_1. \quad (4.2.21)$$

Додатково оцінюємо його відхилення ΔU (якщо воно ϵ) від прийнятого номінального (стандартного) значення відповідно до ДСТУ 2185–66 (додаток 1, табл. 4):

$$(\Delta U / U) \cdot 100\% \leq [\delta],$$

де $\Delta U = |U_{\phi} - U|$ – відхилення від передаточного числа передачі.

Допустиме відхилення $[\delta]=2,5\%$ при $U \leq 4,5$ і $[\delta]=4\%$ при $U > 4,5$ (відповідно до ДСТУ 2185–66).

9. Уточнюємо міжосьову відстань a_w (формула 4.2.1).

10. Обчислюємо основні розміри зубчастих коліс (відповідно до п.п. 4.2.1.2, табл. 4.8). Числове значення ширини зубчастого вінця b_2 колеса треба округлити до найближчого числа з ряду $Ra20$ ДСТУ 6636–69 (додаток 7, табл. 4).

11. Призначаємо ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості, m/c (п.п. 4.1.5, табл. 4.1):

$$v_1 = 0,5\omega_1 d_1 = \pi n_1 d_1 / 60, \quad (4.2.22)$$

де ω_1 (n_1) – кутова швидкість (частота обертів) шестерні, rad/c .

12. Визначаємо сили, що діють в передачі (див. п.п. 4.2.3).

4.2.5.2. Перевірочні розрахунки

1. Так як розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втривалість є основним для зубчастих передач, то **перевіряємо умову контактної втривалості:**

$$\sigma_H = z_M z_H z_{\epsilon} \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}}{b_2 d_1} \cdot \frac{U_{\phi} \pm 1}{U_{\phi}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.2.23)$$

де z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (сталь $z_M=275$ МПа^{1/2}; сталь-чавун $z_M=215$ МПа^{1/2}; чавун $z_M=200$ МПа^{1/2});

z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців (визначається за такою наближеною залежністю $z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha}$ (для прямозубих передач без зміщення приймають $z_H=2,5$); для передач із

зміщенням z_H визначаємо по кривим (рис. 4.13) в залежності від кута нахилу зубців і відношення суми коефіцієнтів зміщень до суми чисел зубців $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$;

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній (для прямозубих передач $z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$, де коефіцієнт ε_α визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.2.1.3);

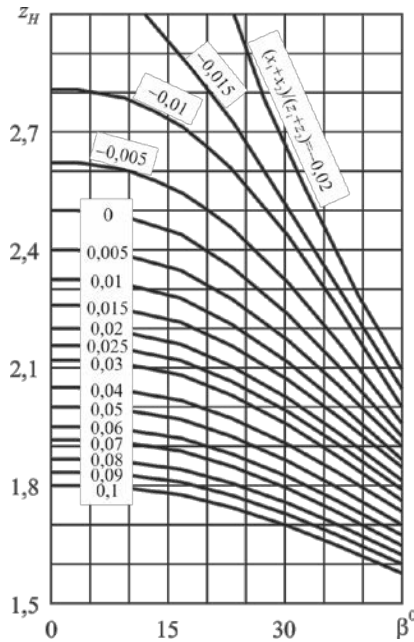


Рис. 4.13

F_t – колова сила, H ;

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу контактного навантаження між зубцями (відповідно до п.п. 4.2.4.1 приймаємо для прямозубих зубчастих передач $k_{H\alpha} = 1$);

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс (знаходимо з рис. 4.12);

$k_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження зубців (додаток 7, табл. 3);

b_2 – ширина зубчастого вінця колеса, mm (визначаємо за формулою (4.2.4) приведеною в п.п. 4.2.1.2);

d_1 – дільний діаметр шестерні, мм (визначаємо за формулою, приведеною в п.п. 4.2.1.2, табл. 4.8);

U_ϕ – фактичне передаточне число передачі (формула (4.2.21));

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, МПа (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

У формулі (4.2.23) знак плюс – для передачі зовнішнього зацеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зацеплення.

2. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині:

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (4.2.24)$$

де y_F – коефіцієнт форми зубця (для некоригованих коліс зовнішнього зацеплення залежить тільки від кількості зубців і визначається з додатку 7, табл. 5; для некоригованих коліс внутрішнього зацеплення $y_F = 4z/(z+20)$);

y_ε – коефіцієнт перекриття зубців (у розрахунках для прямозубих та косозубих (шевронних) передач можна прийняти $y_\varepsilon = 1$);

y_β – коефіцієнт нахилу зубців (для прямозубих передач $y_\beta = 1$);

$k_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу контактного навантаження між зубцями (відповідно до п.п. 4.2.4.1 приймаємо для прямозубих зубчастих передач $k_{F\alpha} = 1$);

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс (знаходимо з рис. 4.12);

k_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток 7, табл. 3);

$[\sigma_F]$ – допустиме контактне напруження (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

Зауваження. Розрахунок за формулою (4.2.24) виконується для зубців того з зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F]/y_F$ буде меншим.

3. Виконуємо перевіірочні розрахунки на перевантаження. Умови міцності за контактними напруженнями і на злам мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max} &= \sigma_H \sqrt{k_n} \leq [\sigma_H]_{\max}, \\ \sigma_{F \max} &= \sigma_F k_n \leq [\sigma_F]_{\max}, \end{aligned} \quad (4.2.25)$$

де σ_H і σ_F – розрахункові напруження, які визначаються за вище приведеними формулами;

$k_n = T_{\max}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження (приймається за технічним завданням або за характеристикою електродвигуна);

$[\sigma_H]_{\max}$ і $[\sigma_F]_{\max}$ – гранично допустимі напруження (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

4.2.6. Методика розрахунку закритих косозубих циліндричних передач

4.2.6.1. Проектний розрахунок

1–5. Обираємо матеріал передачі та термообробку, визначаємо допустимі напруження (контактні та на згин), визначаємо міжосьову відстань та нормальний модуль за аналогічною методикою викладеною в п.п. 4.2.5.1. При розрахунках приймаємо, що $k_a=43 \text{ МПа}^{1/3}$, $k_a=36 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубих (шевронних) передач із сталевими та чавунними зубчастими колесами відповідно.

6. Визначаємо сумарну кількість зубців:

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta / m_n, \quad (4.2.26)$$

де β – кут нахилу зубців по ділильному циліндру (попередньо приймаємо для косозубих передач $\beta=8^{\circ}\dots 20^{\circ}$, для шевронних – $\beta=20^{\circ}\dots 40^{\circ}$).

Отримане значення сумарної кількості зубців округлити до найближчого цілого числа.

7. Знаходимо кількість зубців шестерні та колеса (формула 4.2.20), а також уточнюємо кут нахилу зубців:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_w}\right). \quad (4.2.27)$$

Кут β визначаємо з точністю до 1' або $0,01^{\circ}$.

8–12. Уточнюємо передаточне число передачі і міжосьову відстань (формула 4.2.2), обчислюємо основні розміри зубчастих коліс, призначаємо ступінь точності передачі та визначаємо сили, що діють в передачі за аналогічною методикою викладеною в п.п. 4.2.5.1.

4.2.6.2. Перевірочні розрахунки

1. Перевіряємо умову контактної витривалості за методикою викладеною в п.п. 4.2.5.2. При розрахунках приймаємо, що:

– для косозубих передач при $\varepsilon_{\beta} \leq 0,9$ коефіцієнт $z_{\varepsilon} = \sqrt{(4 - \varepsilon_{\alpha})/3}$;

для косозубих при $\varepsilon_{\beta} > 0,9$ та шевронних передач $z_{\varepsilon} = \sqrt{1/\varepsilon_{\alpha}}$

(коефіцієнт ε_{α} визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.2.1.3);

– коефіцієнт $k_{H\alpha}$ визначаємо з додатку 7, табл. 2.

2. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині за методикою викладеною в п.п. 4.2.5.2. При розрахунках приймаємо, що:
– коефіцієнт y_F визначається в залежності від еквівалентної кількості зубців z_v з додатку 7, табл. 5;

– коефіцієнт y_β визначаємо за формулою $y_\beta = 1 - (\beta/140^0)$;

– коефіцієнт $k_{F\alpha}$ визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.2.4.1).

3. Виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження (виконуються так само, як і для прямозубих передач (див. п.п. 4.2.5.2)).

4.2.7. Методика розрахунку відкритих прямозубих циліндричних передач

Відкриті передачі зазвичай тихохідні (працюють при колових швидкостях зубчастих коліс не більш як 2 м/с) і тому, як правило, виконуються прямозубими з вузькими колесами (коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,15$). Здебільшого колеса виготовляють із нормалізованих або поліпшених сталей.

Розміри відкритих зубчастих передач визначають з розрахунку на втомний злам зубців. На контактну витривалість ці передачі не розраховуються, бо абразивне спрацювання поверхонь зубців відбувається швидше, ніж руйнування поверхонь зубців від дії змінних контактних напружень. При розрахунку зубців на згин враховують їх спрацювання, яке приводить до зменшення їх міцності на згин.

4.2.7.1. Проектний розрахунок

1. Обираємо матеріал передачі та термообробку (див. п.п. 4.1.6).

2. Визначаємо допустимі напруження на згин (див. п.п. 4.1.7).

3. Задаємося кількістю зубців шестерні ($z_1 \geq 17$) і обчислюємо кількість зубців колеса: $z_2 = z_1 U$.

4. Визначаємо коефіцієнти форми зубця для шестерні y_{F1} і колеса y_{F2} (для некоригованих коліс зовнішнього зачеплення коефіцієнт y_F визначається з додатку 7, табл. 5; для некоригованих коліс внутрішнього зачеплення $y_F = 4z/(z+20)$).

5. Виконуємо порівняльну оцінку міцності зубців шестерні і колеса, для чого обчислюємо відношення $[\sigma_F]/y_F$. У подальшому

розрахунок вестимемо для того з зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F] / y_F$ виявилось меншим.

6. Задаємося коефіцієнтом ширини зубчастого вінця зубчастого колеса ψ_m . Рекомендована величина для прямозубих коліс з нарізними зубцями $\psi_m = 10 \dots 20$.

7. Визначаємо коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс $k_{F\beta}$ (відповідно до п.п. 4.2.4.2) попередньо визначивши коефіцієнт ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \psi_m / z_1. \quad (4.2.28)$$

8. Задаємося коефіцієнтом динамічного навантаження k_{Fv} (орієнтовно можна прийняти $k_{Fv} = 1,2$) та коефіцієнтом спрацювання k_{cn} (при зносі в 10% $k_{cn} = 1,25$; при зносі в 20% $k_{cn} = 1,5$; при зносі в 30% $k_{cn} = 2$).

9. Обчислюємо необхідний модуль передачі:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2T_1 y_F k_{F\beta} k_{Fv} k_{cn}}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (4.2.29)$$

де T_1 – момент на валу шестерні, *Н·мм*;

y_F – коефіцієнт форми зубця того з коліс, яке менш міцне;

k_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (додаток 7, табл. 3);

$[\sigma_F]$ – допустиме контактне напруження, *МПа* (визначають за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

Зауваження 1. Спрацювання зубців у відкритих передачах допускається до 25% початкової від їх початкової товщини по дільному колу. Міцність зубців на згин при цьому зменшується приблизно у 2 рази. Тому, треба так підібрати модуль зубців, щоб розрахункове напруження згину σ_F було у 2 рази менше від попередньо обчисленого допустимого напруження $[\sigma_F]$.

Зауваження 2. Розрахункове значення модуля округлити до найближчого стандартного значення відповідно до ДСТУ 9563–60 (додаток 7, табл. 1).

10. Обчислюємо основні розміри зубчастих коліс, ширину вінців та міжосьову відстань (відповідно до п.п. 4.2.1.2, табл. 4.8).

11. Призначаємо ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості (див. п.п. 4.1.5, табл. 4.1).

12. Визначаємо сили, що діють в передачі (за методикою викладеною в п.п. 4.2.3).

4.2.7.2. Перевірочні розрахунки

1. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині за методикою викладеною в п.п. 4.2.5.2 і за формулою:

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\gamma} k_{cn}}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (4.2.30)$$

де k_{cn} – коефіцієнт спрацювання (при зносі в 10% $k_{cn} = 1,25$; при зносі в 20% $k_{cn} = 1,5$; при зносі в 30% $k_{cn} = 2$).

Зауваження. Якщо умова міцності не виконується, то необхідно прийняти наступний за величиною модуль m ДСТУ 9563–60 і повторити розрахунок.

2. Виконуємо перевірочний розрахунок на перевантаження.

Умови міцності на злам мають вигляд:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F k_n \leq [\sigma_F]_{\max},$$

де σ_F – розрахункове напруження, визначають за формулою (4.2.32);

$k_n = T_{\max}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження (приймається за технічним завданням або за характеристикою електродвигуна);

$[\sigma_F]_{\max}$ – гранично допустиме напруження (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

4.2.8. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі

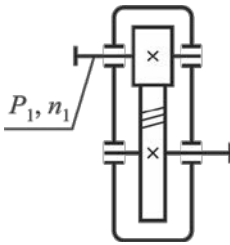


Рис. 4.14

Вихідні дані для розрахунку косозубої циліндричної зубчастої передачі одноступеневого редуктора (рис. 4.14):

- потужність на ведучому валу: $P_1 = 12 \text{ кВт}$;
- частота обертання ведучого вала: $n_1 = 955 \text{ об/хв}$;
- передаточне число: $U = 3,55$;
- коефіцієнт перевантаження $k_n = 2$;
- габарити редуктора обмежені.

1. Проектний розрахунок.

1.1. Обираємо матеріал передачі та термообробку (див. п.п. 4.1.6). Так як габарити редуктора обмежені, то обираємо для виготовлення шестерні і колеса леговану сталь 40ХН із термообробкою – поліпшення. Приймаємо: для шестерні $H_1 = 280 \text{ НВ}$; для колеса $H_2 = 250 \text{ НВ}$. Границя міцності: для шестерні $\sigma_{B1} = 850 \text{ МПа}$; для колеса $\sigma_{B2} = 800 \text{ МПа}$. Границя текучості: для шестерні $\sigma_{T1} = 600 \text{ МПа}$; для колеса $\sigma_{T2} = 580 \text{ МПа}$.

1.2. Визначасмо допустимі контактні напруження (див. п.п. 4.1.7). Границя контактної витривалості шестерні та колеса:

$$\sigma_{H1} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H2} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

При значенні коефіцієнтів

$$Z_R = 1, \quad k_{HL} = 1,25, \quad s_H = 1,2,$$

допустимі контактні напруження для зубців шестерні та колеса знаходимо за формулами:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{H1} Z_R k_{HL} / s_H = 630 \cdot 1 \cdot 1,25 / 1,2 = 656,25 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{H2} Z_R k_{HL} / s_H = 570 \cdot 1 \cdot 1,25 / 1,2 = 593,75 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(656,25 + 593,75) = 562,5 \text{ МПа}.$$

Допустиме граничне контактне напруження:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_{T2} = 2,8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа}.$$

1.3. Визначасмо допустимі напруження на згин (див. п.п. 4.1.7). Границя витривалості зубців шестерні та колеса при згині:

$$\sigma_{F1} = 1,8H_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 1,8H_2 = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}.$$

При значенні коефіцієнтів

$$k_{FC} = 1, \quad k_{FL} = 1,25, \quad s_F = 2,2,$$

допустимі напруження зубців шестерні та колеса при згині знаходимо за формулами:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F1} k_{FC} k_{FL} / s_F = 504 \cdot 1 \cdot 1,25 / 2,2 \approx 286,36 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F2} k_{FC} k_{FL} / s_F = 450 \cdot 1 \cdot 1,25 / 2,2 \approx 255,68 \text{ МПа}.$$

Для зубців шестерні та колеса граничне допустиме напруження на згин:

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = 4,8H_1 / s_F = 4,8 \cdot 280 / 2,2 \approx 611 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}]_{\max} = 4,8H_2 / s_F = 4,8 \cdot 250 / 2,2 = 545,45 \text{ МПа}.$$

1.4. Визначасмо міжосьову відстань з умови контактної витривалості поверхонь зубців.

Крутний момент на ведучому валу (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550P_1 / n_1 = 9550 \cdot 12 / 955 = 120 \text{ Н·м}.$$

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$k_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}; \quad \psi_{ba} = 0,4;$$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(U + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,55 + 1) = 0,91; \quad k_{H\beta} = 1,04.$$

При визначенні $k_{H\beta}$ було враховано, що зубчасті колеса розташовані симетрично відносно опор валів, а їх твердість $H < 350$.

Мінімальне значення міжосьової відстані:

$$a_{w \min} = k_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} =$$

$$= 43(3,55 + 1) \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 10^3 \cdot 1,04}{3,55 \cdot 0,4 \cdot 562,5^2}} \approx 127,7 \text{ мм.}$$

Збільшивши на 8% величину міжосьової відстані отримаємо:

$$a_w = 1,08 \cdot 127,7 = 138 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо наступне значення міжосьової відстані (див. додаток 7, табл. 4): $a_w = 140 \text{ мм.}$

1.5. Визначаємо нормальний модуль передачі:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо наступне значення модуля (див. додаток 7, табл. 1): $m_n = 2,5 \text{ мм.}$

1.6. Визначаємо сумарну кількість зубців. Приймаючи, що $\beta = 15^\circ$, отримаємо:

$$z_\Sigma = 2a_w \cos \beta / m_n = 2 \cdot 140 \cos 15^\circ / 2,5 \approx 108,2.$$

Приймаємо $z_\Sigma = 108$.

1.7. Знаходимо кількість зубців шестерні та колеса, а також уточнюємо кут нахилу зубців. Число зубців шестерні:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U + 1} = \frac{108}{3,55 + 1} \approx 23,74.$$

Приймаємо $z_1 = 24$.

Число зубців колеса:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 108 - 24 = 84.$$

Уточнюємо кут нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_w} \right] = \arccos \left[\frac{2,5 \cdot (24 + 84)}{2 \cdot 140} \right] \approx 15,36^\circ.$$

1.8. Уточнюємо фактичне передаточне число:

$$U_\phi = z_2 / z_1 = 84 / 24 = 3,5.$$

Оцінюємо відхилення ΔU передаточного числа від прийнятого номінального (стандартного) значення:

$$\frac{|U_\phi - U|}{U} 100\% = \frac{|3,5 - 3,55|}{3,55} 100\% \approx 1,408\% \leq 2,5\%.$$

Відхилення не виходить за допустимі межі.

1.9. Уточнюємо міжосьову відстань a_w :

$$a_w = 0,5m_n(z_1 + z_2) / \cos \beta = 0,5 \cdot 2,5(24 + 84) / \cos 15,36^0 \approx 140 \text{ мм.}$$

1.10. Обчислюємо основні розміри зубчастих коліс (відповідно до п.п. 4.2.1.2, табл. 4.8). Ділильні діаметри вінців шестерні та колеса:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2,5 \cdot 24 / \cos 15,36^0 \approx 62,2 \text{ мм,}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 2,5 \cdot 84 / \cos 15,36^0 \approx 217,8 \text{ мм.}$$

Числове значення ширини зубчастого вінця шестерні та колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм,}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 56 + 5 = 61 \text{ мм.}$$

1.11. Призначаємо ступінь точності передачі. Колова швидкість:

$$v_1 = \pi n_1 d_1 / 60 = 3,14 \cdot 955 \cdot 62,2 \cdot 10^{-3} / 60 \approx 3,11 \text{ м/с.}$$

Відповідно до рекомендацій п.п. 4.1.5, табл. 4.1, обираємо 8-й ступінь точності для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

1.12. Визначаємо сили, що діють в передачі

 (див. п.п. 4.2.3):

– колова сила

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 120 \cdot 10^3 / 62,2 \approx 3858,5 \text{ Н;}$$

– радіальна сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 3858,5 \cdot \operatorname{tg} 20^0 / \cos 15,36^0 \approx 1456,4 \text{ Н;}$$

– осьова сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3858,5 \operatorname{tg} 15,36^0 \approx 1060 \text{ Н.}$$

2. Перевірочні розрахунки.

2.1. Перевіряємо умову контактної витривалості:

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}; \quad \varepsilon_\beta = b_2 \sin \beta / (\pi m_n) = 56 \sin 15,36^0 / (3,14 \cdot 2,5) \approx 1,89;$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = \\ &= [1,88 - 3,2(1/24 + 1/84)] \cos 15,36^0 \approx 1,65; \end{aligned}$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,65} \approx 0,778;$$

$$z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha} = \sqrt{2 \cos^2 15,36^0 / \sin(2 \cdot 20^0)} \approx 1,7;$$

$$k_{H\alpha} = 1,06; \quad k_{H\beta} = 1,04; \quad k_{H\nu} = 1,03.$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}}{b_2 d_1^2} \cdot \frac{U_\phi \pm 1}{U_\phi}} =$$

$$= 275 \cdot 1,7 \cdot 0,778 \sqrt{\frac{3858,5 \cdot 1,06 \cdot 1,04 \cdot 1,03 \cdot 3,5 + 1}{56 \cdot 62,2} \cdot \frac{3,5}{3,5}} \approx 462,5 \text{ МПа.}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, бо

$$\sigma_H = 462,5 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 562,5 \text{ МПа.}$$

2.2. Перевіримо умову на втомний злам зубців при згині.

Еквівалентне число зубців шестерні та колеса:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 24 / \cos^3 \beta \approx 15,36^0 \approx 26,767 ;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 84 / \cos^3 \beta \approx 15,36^0 \approx 93,685 .$$

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$y_{F1} = 3,865 ; \quad y_{F2} = 3,6 ; \quad y_\epsilon = 1 ;$$

$$y_\beta = 1 - (\beta / 140^0) = 1 - (15,36^0 / 140^0) \approx 0,89 ;$$

$$k_{F\alpha} = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n_{cm} - 5)] / (4\epsilon_\alpha) = \\ = [4 + (1,65 - 1)(8 - 5)] / (4 \cdot 1,65) \approx 0,9 ; \quad k_{F\beta} = 1,1 ; \quad k_{Fv} = 1,09 .$$

Розрахункові напруження згину у зубцях шестерні та колеса:

$$\sigma_{F1} = y_{F1} y_\epsilon y_\beta \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{b_2 m} = \\ = 3,865 \cdot 1 \cdot 0,89 \frac{3858,5 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,09}{56 \cdot 2,5} \approx 102,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = y_{F2} y_\epsilon y_\beta \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{b_2 m} = \\ = 3,6 \cdot 1 \cdot 0,89 \frac{3858,5 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,09}{56 \cdot 2,5} \approx 95,3 \text{ МПа.}$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки

$$\sigma_{F1} = 102,3 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 286,36 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 95,3 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 255,68 \text{ МПа.}$$

2.3. Виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження.

Умови міцності та контактними напруженнями і на злам виконуються, оскільки:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{k_n} = 462,5 \sqrt{2} \approx 654 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1624 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} k_n = 102,3 \cdot 2 = 204,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}]_{\max} = 611 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} k_n = 95,3 \cdot 2 = 190,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}]_{\max} = 545,45 \text{ МПа} .$$

4.3. Конічні зубчасті передачі

4.3.1. Особливості і види конічних передач

Конічні зубчасті передачі застосовуються у тих випадках, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найбільш розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом 90° . Такі передачі називають **ортогональними**.

Конічна зубчаста передача (рис. 4.15, а) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_e так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Під час обертання зубчастих коліс початкові конуси з кутами при вершинах δ_1 і δ_2 перекочуються один по другому без ковзання.

Конічні зубчасті колеса бувають із прямими, тангенціальними та круговими зубцями.

Прямозубі конічні передачі використовують при колових швидкостях до 3 м/с (для шліфовальних коліс до 8 м/с) (рис. 4.15, б). При більш високих швидкостях доцільно застосовувати конічні колеса із тангенціальними або круговими зубцями (рис. 4.15, в, г), які забезпечують більш плавне зачеплення та більшу несучу здатність.

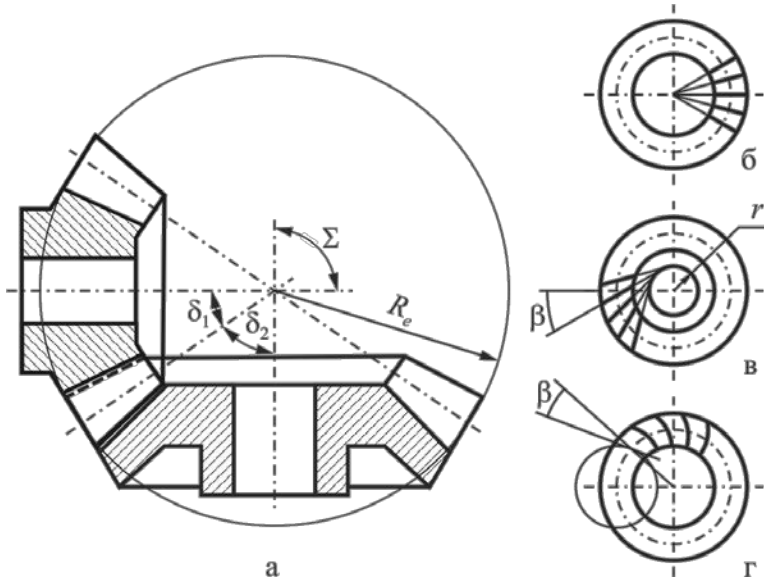


Рис. 4.15

У конічних колесах із **тангенціальними зубцями** (рис. 4.15, в) лінія зубців напрямлена по дотичній до деякого додаткового кола радіуса r і утворює з твірною конуса кут β . Кут нахилу зубців β не повинен перевищувати $25\text{--}30^\circ$. Колова швидкість таких коліс може бути доведена до 15 м/с. Найбільш ефективні у силових передачах колеса з тангенціальними зубцями при $m \geq 8$ мм.

У конічних колесах із **круговими зубцями** (рис. 4.15, г) лінія зубців має форму дуги кола, яку залишає інструмент при нарізуванні зубців. Кут нахилу β кругового зубця змінний для різних перерізів зубця. За розрахунковий беруть кут нахилу зубців на колі середнього діаметра колеса. Для коліс із круговими зубцями $\beta \approx 35^\circ$.

Розрізняють три форми зубців в осьовому перерізі конічних коліс. Осьова форма зубців визначається взаємним розташуванням твірних дільного конуса, конуса вершин і конуса впадин, а також взаємним розташуванням вершин цих конусів.

Форма I – у якій зубці пропорційно зменшуються (рис. 4.16, а). Вершини конусів дільного та впадин співпадають. Висота ніжки зубців пропорційна конусній відстані. Застосовується для коліс з прямими, тангенційними та круговими зубцями.

Форма II – у якій зубці зменшуються непропорційно (рис. 4.16, б, в). Вершини конусів дільного та впадин не співпадають. Застосовується для коліс з тангенційними та круговими зубцями.

Форма III – у якій зубці рівновисокі (рис. 4.16, г). Твірні конусів дільного, впадин та вершин паралельні. Висота зубців стала на всій довжині. Застосовується для коліс з круговими зубцями.

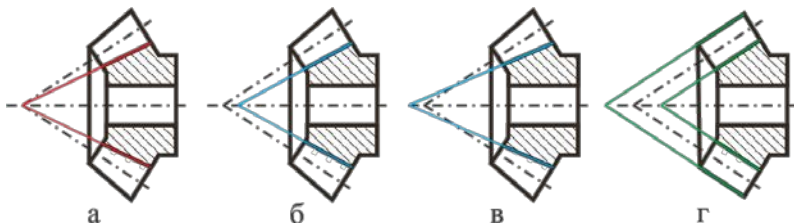


Рис. 4.16

Слід зазначити, що оскільки осі валів перетинаються, то виникають труднощі з розміщенням опор валів конічної передачі. У більшості випадків одне з конічних коліс розміщують консольно на валу. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. За дослідними даними несуча здатність конічної зубчастої передачі суттєво нижча від циліндричної і становить близько 85%.

4.3.2. Основні параметри конічної передачі

4.3.2.1. Початковий контур зубчастих коліс

Початковий контур для конічних зубчастих коліс стандартизований згідно з ДСТУ 13754–81 і характеризується:

- кутом головного профілю $\alpha = 20^0$;
- коефіцієнтом висоти головки зубця $h_a^* = 1$;
- коефіцієнтом радіального зазору $c^* = 0,25$;
- коефіцієнтом висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$.

4.3.2.2. Розміри зубців та вінців зубчастих коліс

Конічна зубчата передача з основними розмірами вінців зубчастих коліс показана на рис. 4.17.

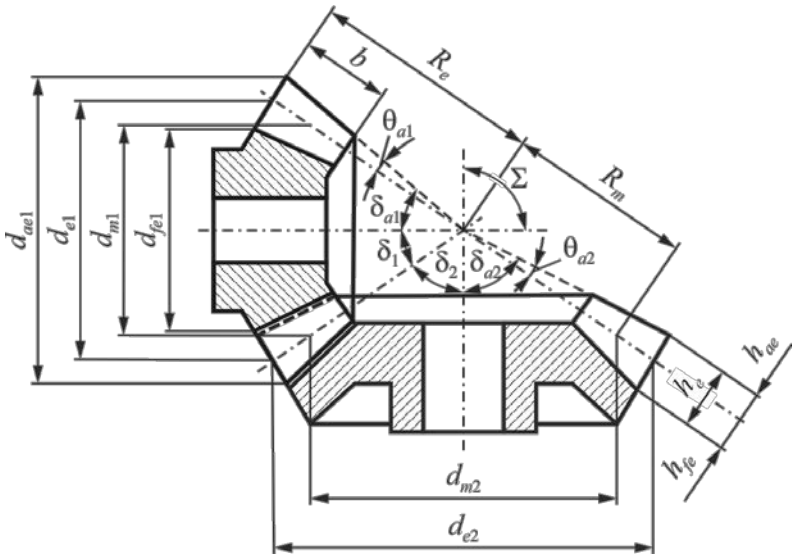


Рис. 4.17

В ортогональній конічній зубчастій передачі міжосьовий кут:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^0,$$

де δ_1 – кут при вершині ділительного конуса шестерні; δ_2 – кут при вершині ділительного конуса колеса.

Модуль зубців конічних зубчастих коліс не є постійним у різних нормальних перерізах зубців. Тому, з метою полегшення контролю, для прямозубих зубчастих коліс за стандартний беруть зовнішній коловий модуль m_e у зовнішньому нормальному перерізі зубців; для коліс з тангенційними зубцями – зовнішній нормальний модуль m_{ne} ; для коліс з круговими зубцями – зовнішній коловий модуль m_{te} .

Відповідно до значень параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців конічних зубчастих коліс (рис. 4.17) визначаються за формулами наведеними в табл. 4.9.

Таблиця 4.9. Розміри елементів зубців конічних зубчастих коліс (осьова форма I при $\Sigma=90^\circ$)

Елементи зубця	Колесо	
	з прямими зубцями	з тангенційними або круговими зубцями
Зовнішній коловий модуль	m_e	m_{te}
Висота:		
зубця зовнішня	$h_e = (2 + c^*)m_e$	$h_e = (2 \cos \beta + c^*)m_e$
голівки зовнішня	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_e$, $h_{ae2} = 2m_e - h_{ae1}$	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_{te} \cos \beta$, $h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta - h_{ae1}$
ніжки зовнішня	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}$, $h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$	
Радіальний зазор	$c = c^* m_e$	$c = c^* m_{te}$
Кут:		
ніжки	$\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R_e$, $\operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R_e$	
ділильного конуса	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2 = 1 / U$, $\operatorname{tg} \delta_2 = z_2 / z_1 = U$	
конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}$, $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}$	
конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$, $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	
Примітка.		
<ol style="list-style-type: none"> 1. Коефіцієнт радіального зміщення шестерні $x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{U^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta}{z_1}}$. 2. У формулах враховано, що $\theta_{a1} = \theta_{f2}$, $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. 3. Параметр R_e визначається з табл. 4.10. 		

Розміри конічних зубчастих коліс (рис. 4.17) визначають за формулами наведеними в табл. 4.10.

Таблиця 4.10. Розміри конічних зубчастих коліс ($\Sigma=90^\circ$)

Параметр	Колесо	
	з прямими зубцями	з тангенційними або круговими зубцями
Число зубців умовного плоского колеса	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Зовнішня конусна відстань	$R_e = 0,5m_e z_c$	$R_e = 0,5m_{te} z_c$
Ширина зубчастого вінця	$b \leq k_{be} R_e, \quad k_{be} = b / R_e = 0,25 \dots 0,3$	
Середня конусна відстань	$R_m = R_e - 0,5b$	
Середній коловий (нормальний) модуль	$m_m = \frac{m_e R_m}{R_e}$	$m_{nm} = m_{te} \left(1 - \frac{b}{2R_e} \right) \cos \beta$
Середній ділильний діаметр	$d_{m1} = m_m z_1,$ $d_{m2} = m_m z_2$	$d_{m1} = m_{nm} z_1 / \cos \beta,$ $d_{m2} = m_{nm} z_2 / \cos \beta$
Зовнішній ділильний діаметр	$d_{e1} = m_e z_1,$ $d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1, \quad d_{e2} = m_{te} z_2$
Зовнішній діаметр вершин зубців	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$	

4.3.3. Еквівалентне колесо

Для **прямозубої передачі** профілі зубців кінцевого колеса, побудовані на розгортці додаткового конуса, наближаються до профілів зубців еквівалентного циліндричного прямозубого колеса, ділильне коло якого отримане розгорткою додаткового конуса на площину. Доповнивши розгортку до повного кола (рис. 4.18), отримаємо еквівалентне циліндричне колесо з числом зубців z_v . З трикутника *OSC* (рис. 4.18) знайдемо ділильний діаметр еквівалентного колеса:

$$d_{ve} = \frac{d_e}{\cos \delta} = \frac{m_e z}{\cos \delta} = m_e z_v,$$

звідки еквівалентне число зубців

$$z_v = z / \cos \delta, \tag{4.3.1}$$

де z – дійсне число зубців кінцевого колеса.

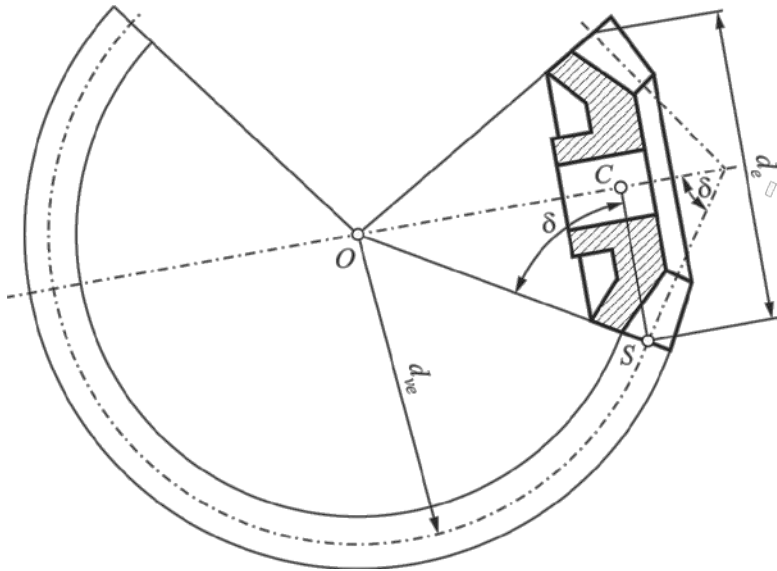


Рис. 4.18

Для передачі з тангенційними або круговими зубцями профілі зубців конічного колеса в нормальному перерізі близькі до профілів зубців еквівалентного циліндричного прямозубого колеса з числом зубців z_v , отриманих подвійним приведенням: конічного колеса до циліндричного; тангенційного (кругового) зубця до прямого зубця. Отже, маємо:

$$z_v = z / (\cos \delta \cos^3 \beta), \quad (4.3.2)$$

де z – дійсне число зубців конічного колеса.

4.3.4. Номінальні сили у зачепленні конічних коліс

За аналогією, з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінюють на зосереджену силу, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі. Силами тертя між зубцями нехтують.

У конічній передачі (рис. 4.19) взаємодія зубців показана у їх середньому нормальному перерізі.

Введемо систему координат з початком у полюсі зачеплення – точці P , посередині ширини вінця: вісь x направляємо вздовж колової швидкості, вісь y у перпендикулярно, а вісь z паралельно осі зубчастого колеса (рис. 4.19, а).

Модуль **колової** сили \vec{F}_t (направлена вздовж осі x) для зубчастих коліс всіх типів визначається за формулою:

$$F_t = 2T_1 / d_{m1}, \quad (4.3.3)$$

де T_1 – крутний момент, $H\cdot мм$; d_{m1} – середній ділільний діаметр, $мм$.

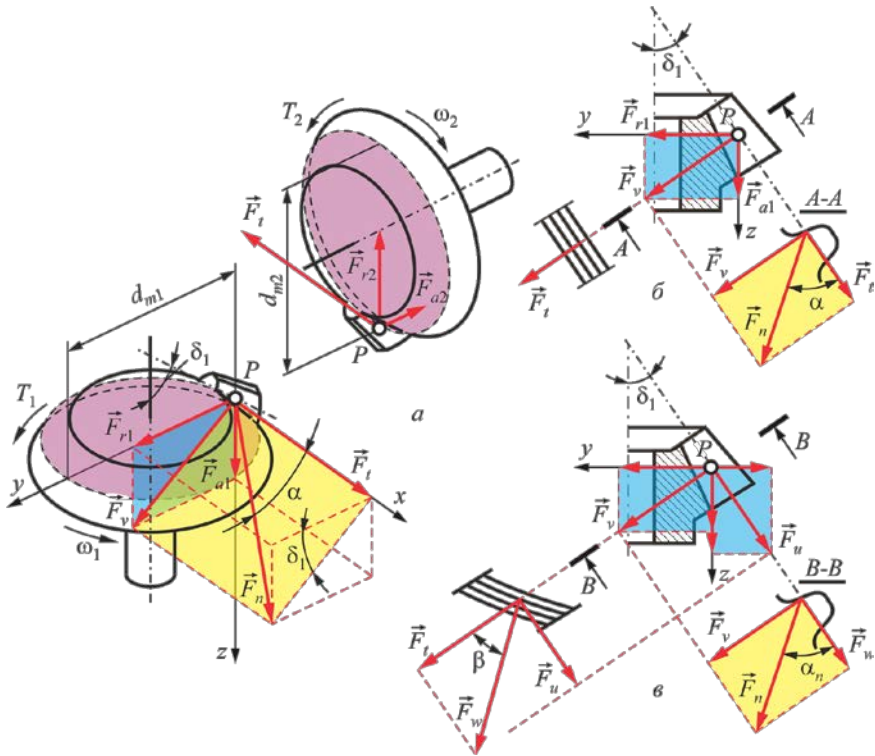


Рис. 4.19

4.3.4.1. Прямозубі конічні колеса

Модуль сили \vec{F}_v , яка розсуває колеса (рис. 4.19, а, б):

$$F_v = F_t \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.3.4)$$

Складові сили \vec{F}_v – **радіальна** \vec{F}_{r1} і **осьова** \vec{F}_{a1} :

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} = F_v \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_{a1} = F_{r2} = F_v \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (4.3.5)$$

Модуль **нормальної** до поверхні зуба сили $\overset{1}{F}_n$:

$$F_n = F_t / \cos \alpha . \quad (4.3.6)$$

4.3.4.2. Конічні колеса з тангенційними або круговими зубцями

Розглянемо випадок, коли сила $\overset{1}{F}_w$, нормальна до лінії зубця (лежить у площині, дотичній до ділильного конусу), має проекцію $\overset{1}{F}_u$ на твірну ділильного конусу, направлену від його вершини (рис. 4.19, в).

Сила нормальна до лінії зубця і лежить у площині, дотичній до ділильного конусу:

$$F_w = F_t / \cos \beta . \quad (4.3.7)$$

Модуль сили $\overset{1}{F}_v$, яка розсуває колеса, нормальна до твірної ділильного конусу і діє у площині yz :

$$\overset{1}{F}_v = F_w \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta . \quad (4.3.8)$$

Модуль сили $\overset{1}{F}_u$, яка направлена вздовж твірної ділильного конусу:

$$F_u = F_w \sin \beta = F_t \operatorname{tg} \beta . \quad (4.3.9)$$

Модуль **радіальної** $\overset{1}{F}_{r1}$ і **осьової** $\overset{1}{F}_{a1}$ сили, визначається як алгебраїчна сума проекцій сил $\overset{1}{F}_v$ та $\overset{1}{F}_u$ на координатні осі y та z :

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= F_v \cos \delta_1 - F_u \sin \delta_1 = \\ &= \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1) , \\ F_{a1} = F_{r2} &= F_v \sin \delta_1 + F_u \cos \delta_1 = \\ &= \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta \cos \delta_1) . \end{aligned} \quad (4.3.10)$$

Модуль **нормальної** до поверхні зуба сила $\overset{1}{F}_n$:

$$F_n = F_t / (\cos \beta \cos \alpha_n) . \quad (4.3.11)$$

4.3.5. Коефіцієнти розподілу навантаження на зубці конічних зубчастих передач

Особливості розподілу навантаження між зубцями конічних коліс мають аналогічний характер, що і для циліндричних коліс.

4.3.5.1. Розподіл навантаження між зубцями

У прямозубих конічних зубчастих передачах, як і в прямозубих циліндричних, навантаження передається однією парою зубців, тому приймають $k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1$.

Для конічних коліс з тангенційними та круговими зубцями значення коефіцієнтів $k_{H\alpha}$ та $k_{F\alpha}$ визначають з додатку 8, табл. 1.

4.3.5.2. Розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців

Нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінців конічних зубчастих коліс враховують за допомогою коефіцієнтів $k_{H\beta}$ і $k_{F\beta}$, які обирають за графіками на рис. 4.20.

На графіках (рис. 4.20) коефіцієнт k_{bd} визначається за формулою:

$$k_{bd} = k_{be} U / (2 - k_{be}), \quad (4.3.12)$$

де k_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($k_{be} = b / R_e = 0,2 \dots 0,3$).

Слід відмітити, що для ортогональних конічних передач коефіцієнт k_{be} також можна розраховувати за наступними формулами:

– у випадку коли передачі виконані за схемою I (рис. 4.20)

$$k_{be} = 1,2 / (U + 0,6); \quad (4.3.13)$$

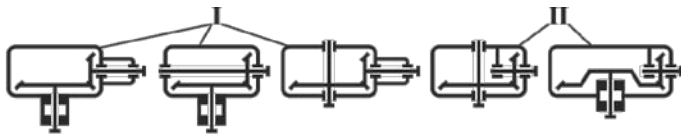
– у випадку коли передачі виконані за схемою II (рис. 4.20)

$$k_{be} = 1,8 / (U + 0,9). \quad (4.3.14)$$

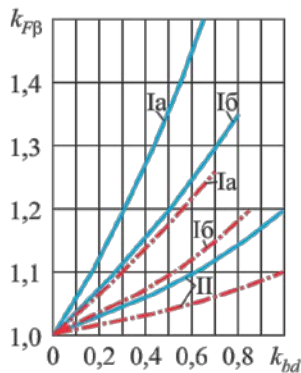
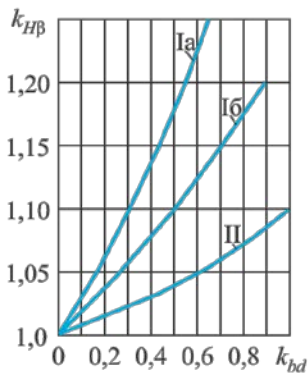
При цьому слід мати на увазі, що отримане значення k_{be} не повинно перевищувати свого максимального значення, рівного 0,3. Таким чином, якщо по формулам (4.3.13) та (4.3.14) має місце умова $k_{be} > 0,3$, то приймаємо $k_{be} = 0,3$.

4.3.5.3. Динамічне навантаження у зачепленні зубчастих коліс

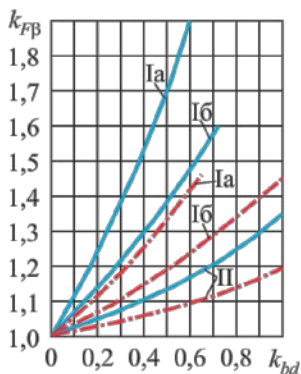
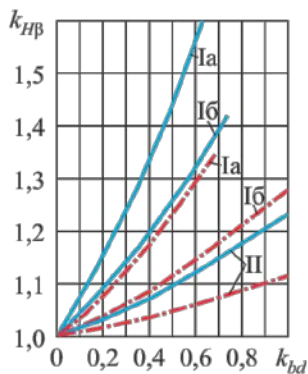
Коефіцієнти динамічного навантаження зубців k_{Hv} та k_{Fv} можна брати такі самі, як і для циліндричних зубчастих передач (додаток 7, табл. 3), але для ступеня точності на одиницю грубіше та при колдовій швидкості зубців $v_{m1} = 0,5\omega_1 d_{m1}$. Наприклад, для конічних коліс 7-го ступеня точності ці коефіцієнти знаходять з графі для циліндричних коліс 8-го ступеня точності.



твердість робочих поверхонь зубців $HB_1 \leq HB_{350}$ та $HB_2 \leq HB_{350}$
або $HB_1 > HB_{350}$ та $HB_2 \leq HB_{350}$



твердість робочих поверхонь зубців $HB_1 > HB_{350}$ та $HB_2 > HB_{350}$



а – опори кулькові,
б – опори роликіві

— прями зубці,
- - тангенційні та
 колові зубці

Рис. 4.20

4.3.6. Методика розрахунку закритих прямозубих конічних передач

4.3.6.1. Проектний розрахунок

1. Обираємо матеріал передачі та термообробку (див. п.п. 4.1.6).
2. Визначаємо допустимі контактні напруження (див. п.п. 4.1.7).
3. Визначаємо допустимі напруження на згин (див. п.п. 4.1.7).
4. Визначаємо зовнішній ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} U}{(1 - 0,5k_{be})^2 k_{be} [\sigma_H]^2}}, \quad (4.3.15)$$

де k_d – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалів передачі і форми спряжених поверхонь зубців (для прямозубих передач $k_d = 99$);

T_2 – момент, що передається валом колеса, $H \cdot мм$;

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс (знаходимо з рис. 4.20);

U – передаточне число передачі;

k_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (визначають за методикою викладеною в п.п. 4.3.5.2);

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, $МПа$ (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

Розрахункове значення d_{e2} округлюється до більшого стандартного значення (відповідно до додатку 8, табл. 2).

5. Задаємося кількістю зубців шестерні $z_1 \geq 17$ (для швидкохідних передач приймаємо $z_1 \geq 25$) і обчислюємо кількість зубців колеса $z_2 = z_1 U$. Якщо кількість зубців колеса z_2 виявилось не цілим числом і його довелося округлити, то треба визначити фактичне передаточне число (формула 4.2.21). Якщо U_ϕ відрізняється від прийнятого раніше (стандартного) значення, то додатково оцінюємо його відхилення (див. додаток 8, табл. 2):

$$(\Delta U / U) \cdot 100\% \leq 3\%,$$

де $\Delta U = |U_\phi - U|$ – відхилення від передаточного числа передачі.

6. Обчислюємо зовнішній коловий модуль:

$$m_e = d_{e2} / z_2. \quad (4.3.16)$$

Округлюємо отримане значення до найближчого стандартного відповідно до ДСТУ 9563–60 (додаток 7, табл. 1).

7. Визначаємо фактичне значення зовнішнього ділильного діаметра $d_{e2\phi} = m_e z_2$ і оцінюємо його відхилення:

$$\left| \frac{d_{e2} - d_{e2\phi}}{d_{e2}} \right| \cdot 100\% \leq 2\% ,$$

де d_{e2} – стандартне значення зовнішнього ділильного діаметра.

8. Визначаємо основні розміри елементів зубців та зубчастих коліс (п.п. 4.3.2.2, табл. 4.9 та табл. 4.10). При виконанні розрахунків лінійні величини обчислювати з точністю до 0,01мм; кутові – до 1' (або 0,01°). Зауважимо, що ширину зубчастих вінців b обираємо у відповідності з передаточним числом передачі (додаток 8, табл. 2) так, щоб виконувалась умова $b \leq k_{be} R_e$.

9. Призначаємо ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості, m/c (п.п. 4.1.5, табл. 4.1):

$$v_{m1} = 0,5\omega_1 d_{m1} , \quad (4.3.17)$$

де ω_1 – кутова швидкість шестерні, rad/c ;

d_{m1} – середній ділильний діаметр шестерні, m .

10. Визначаємо сили, що діють в передачі (див. п.п. 4.3.4).

4.3.6.2. Перевірочні розрахунки

1. Перевіряємо умову контактної витривалості:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}}{9bd_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{1+U_\phi^2}}{U_\phi}} \leq [\sigma_H] , \quad (4.3.18)$$

де z_M , z_H – коефіцієнти, які враховують механічні властивості матеріалів зубчастих коліс та форми спряжених поверхонь зубців відповідно (приймаємо такими, як і для циліндричних зубчастих коліс (див. п.п. 4.2.5.2));

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній (для прямозубих передач $z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$, де $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_{v1} \pm 1/z_{v2})]$ (тут z_{v1} , z_{v2} обчислюють за формулою (4.3.1)));

F_t – колова сила, H (формула 4.3.3);

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу контактного навантаження між зубцями (відповідно до п.п. 4.3.5.1 приймаємо $k_{H\alpha} = 1$);

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс (знаходимо з рис. 4.20);

k_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження зубців, приймаємо відповідно до рекомендацій п.п. 4.3.5.3;

ϑ – дослідний коефіцієнт, який враховує зменшення навантажувальної здатності конічної прямозубої передачі у порівнянні з циліндричною $\vartheta=0,85$;

b, d_{m1} – відповідно ширина зубчастого вінця та середній дільний діаметр шестерні, мм (визначається з п.п. 4.3.6.1);

U_{ϕ} – фактичне передаточне число передачі (формула 4.2.21);

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, МПа (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

2. Виконуємо перевіірочний розрахунок на втомний злам зубців:

$$\sigma_F = y_F y_{\varepsilon} y_{\beta} \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{\vartheta b m_m} \leq [\sigma_F], \quad (4.3.19)$$

де y_F – коефіцієнт форми зубця (визначаємо з додатку 7, табл. 5 в залежності від еквівалентного числа зубців z_v (тут z_v обчислюють за формулою (4.3.1)));

$y_{\varepsilon}, y_{\beta}$ – відповідно коефіцієнти перекриття та нахилу зубців (для прямозубих передач $y_{\varepsilon} = 1, y_{\beta} = 1$);

F_t – колова сила, Н (формула 4.3.3);

$k_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу контактного навантаження між зубцями (відповідно до п.п. 4.3.5.1 приймаємо для прямозубих зубчастих передач $k_{F\alpha} = 1$);

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (знаходимо з рис. 4.20);

k_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження зубців, приймаємо відповідно до рекомендацій п.п. 4.3.5.3;

m_m – середній коловий модуль (табл. 4.10);

$[\sigma_F]$ – допустиме контактне напруження (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

Зуваження. Розрахунок за формулою (4.3.19) виконується для зубців того з зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F]/y_F$ буде меншим.

3. Виконуємо перевіірочні розрахунки на перевантаження (виконуються так само, як і для циліндричних передач (див. п.п. 4.2.5.2)).

4.3.7. Методика розрахунку закритих конічних передач з тангенційними або коловими зубцями

4.3.7.1. Проектний розрахунок

1–5. Обираємо матеріал передачі та термообробку, визначаємо допустимі напруження (контактні та на згин), визначаємо зовнішній дільний діаметр колеса, кількість зубців шестерні та колеса за аналогічною методикою викладеною в п.п. 4.3.6.1. При розрахунках приймаємо, що для конічних передач з тангенційними або коловими зубцями коефіцієнт $k_d = 86$.

6. Обчислюємо зовнішній коловий модуль:

$$m_{te} = d_{e2} / z_2 . \quad (4.3.20)$$

Округлюємо отримане значення до найближчого стандартного відповідно до ДСТУ 9563–60 (додаток 7, табл. 4).

7–10. Визначаємо фактичне значення зовнішнього дільного діаметра, визначаємо основні розміри елементів зубців та зубчастих коліс, призначаємо ступінь точності передачі та визначаємо сили, що діють в передачі за методикою викладеною в п.п. 4.3.6.1.

4.3.7.2. Перевірочні розрахунки

1–3. Перевіряємо умову контактної витривалості, умову на втомний злам зубців при згині та виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження за методикою викладеною в п.п. 4.3.6.2.

Зауваження. При розрахунках приймаємо, що коефіцієнт $\vartheta = 1,0$. У формулі (4.3.19) замість модуля m_m використовуємо середній нормальний модуль m_{nm} .

4.3.8. Методика розрахунку відкритих прямозубих конічних передач

Розрахунок відкритих прямозубих конічних передач аналогічний розрахунку відкритих прямозубих циліндричних передач.

4.3.8.1. Проектний розрахунок

1. Обираємо матеріал передачі та термообробку (див. п.п. 4.1.6).

2. Визначаємо допустимі напруження на згин (див. п.п. 4.1.7).

3. Задаємося кількістю зубців шестерні ($z_1 \geq 17$) і обчислюємо кількість зубців колеса: $z_2 = z_1 U$, де U – передаточне число передачі.

4. Обчислюємо кути ділільних конусів колеса $\delta_2 = \arctg U$ і шестерні $\delta_1 = 90^0 - \delta_2$ (кути обчислити з точністю 1' або 0,01°).

5. Визначаємо коефіцієнти форми зубця для шестерні y_{F1} і колеса y_{F2} в залежності від еквівалентного числа зубців z_{v1} та z_{v2} (додаток 7, табл. 5) (тут z_v обчислюємо за формулою (4.3.1)).

6. Виконуємо порівняльну оцінку міцності зубців шестерні і колеса, для чого обчислюємо відношення $[\sigma_F]/y_F$. У подальшому розрахунок вестимемо для того з зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F]/y_F$ виявилося меншим.

7. Задаємося коефіцієнтом ширини зубчастого вінця зубчастого колеса ψ_m . Рекомендована величина для прямозубих коліс з нарізними зубцями $\psi_m = 10 \dots 20$.

8. Визначаємо коефіцієнт розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців коліс $k_{F\beta}$ (див. п.п. 4.3.5.2) попередньо визначивши коефіцієнт k_{bd} :

$$k_{bd} = \psi_m / z_1. \quad (4.3.21)$$

9. Задаємося коефіцієнтом динамічного навантаження k_{Fv} (орієнтовно можна прийняти $k_{Fv} = 1,2$) та **коефіцієнтом спрацювання** k_{cn} (при зносі в 10% $k_{cn} = 1,25$; при зносі в 20% $k_{cn} = 1,5$; при зносі в 30% $k_{cn} = 2$).

10. Обчислюємо середній коловий модуль передачі:

$$m_m \geq 3 \sqrt{\frac{2T_1 y_F k_{F\beta} k_{Fv} k_{cn}}{9 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (4.3.22)$$

де T_1 – момент на валу шестерні, *Н·мм*;

y_F – коефіцієнт форми зубця того з коліс, яке менш міцне;

ϑ – дослідний коефіцієнт, який враховує зменшення навантажувальної здатності конічної прямозубої передачі в порівнянні з циліндричною $\vartheta = 0,85$;

$[\sigma_F]$ – допустиме контактне напруження, *МПа* (визначають за методикою викладеною в п.п. 4.1.7).

Зауваження 1. Спрацювання зубців у відкритих передачах допускається до 25% початкової від їх початкової товщини по ділільному колу. Міцність зубців на згин при цьому зменшується приблизно у 2 рази. Тому, треба так підібрати модуль зубців, щоб

розрахункове напруження згину σ_F було в 2 рази менше від попередньо обчисленого допустимого напруження $[\sigma_F]$.

Зауваження 2. Розрахункове значення модуля округлити до найближчого стандартного значення відповідно до ДСТУ 9563–60 (додаток 7, табл. 4).

11. Обчислимо основні розміри зубчастих коліс (відповідно до п.п. 4.3.2.2, табл. 4.9 та 4.10).

12. Призначаємо ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості (див. п.п. 4.1.5, табл. 4.1).

13. Визначаємо сили, що діють в передачі (за методикою викладеною в п.п. 4.3.4).

4.3.8.2. Перевірочні розрахунки

1. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині за методикою викладеною в п.п. 4.2.5.2 і за формулою:

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{2T_1 k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv} k_{cn}}{\vartheta b d_{m1} m_m} \leq [\sigma_F], \quad (4.3.23)$$

де k_{cn} – коефіцієнт спрацювання (при зносі в 10% $k_{cn} = 1,25$; при зносі в 20% $k_{cn} = 1,5$; при зносі в 30% $k_{cn} = 2$);

ϑ – дослідний коефіцієнт, який враховує зменшення навантажувальної здатності конічної прямозубої передачі у порівнянні з циліндричною $\vartheta = 0,85$.

Зауваження. Якщо умова міцності не виконується, то необхідно прийняти наступний за величиною модуль m ДСТУ 9563–60 і повторити розрахунок.

2. Перевірочний розрахунок на перевантаження виконується за методикою викладеною в п.п. 4.2.7.2.

4.3.9. Приклад розрахунку конічної зубчастої передачі

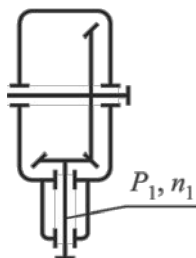


Рис. 4.21

Вихідні дані для розрахунку прямозубої конічної зубчастої передачі одноступеневого редуктора (рис. 4.21):

- потужність на ведучому валу: $P_1 = 12 \text{ кВт}$;
- частота обертання ведучого вала: $n_1 = 955 \text{ об/хв}$;
- передаточне число: $U = 2,5$;
- коефіцієнт короточасного перевантаження $k_m = 2$;
- габарити редуктора обмежені.

1. Проектний розрахунок.

1.1. Обираємо матеріал передачі та термообробку (див. п.п. 4.1.6). Матеріали, термообробка, твердість та границя міцності шестерні і колеса ті ж самі, що й у прикладі 4.2.8.

1.2. Визначаємо допустимі контактні напруження (див. п.п. 4.1.7). Використовуючи результати прикладу 4.2.8, маємо:

$$[\sigma_{H1}] = 656,25 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{H2}] = 593,75 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H]_{\max} = 1624 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження для прямозубої передачі: $[\sigma_H] = 593,75 \text{ МПа}$.

1.3. Визначаємо допустимі напруження на згин (див. п.п. 4.1.7). Використовуючи результати прикладу 4.2.8, маємо:

$$[\sigma_{F1}] = 286,36 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{F2}] = 255,68 \text{ МПа}; \\ [\sigma_{F1}]_{\max} = 611 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{F2}]_{\max} = 545,45 \text{ МПа}.$$

1.4. Визначаємо зовнішній ділительний діаметр колеса.

Приймаємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $k_{be} = 0,3$. Тоді коефіцієнт k_{bd} матиме наступне значення:

$$k_{bd} = k_{be}U / (2 - k_{be}) = 0,3 \cdot 2,5 / (2 - 0,3) \approx 0,44.$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців $k_{H\beta} = 1,09$.

Потужність та число обертів на веденому валу:

$$P_2 = P_1 \eta_{mтк} \eta_{кп} = 12 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \approx 11,4 \text{ кВт}; \\ n_2 = n_1 / U = 955 / 2,5 = 382 \text{ об/хв}.$$

Крутний момент на ведучому та веденому валу (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550P_1 / n_1 = 9550 \cdot 12 / 955 = 120 \text{ Н·м}. \\ T_2 = 9550P_2 / n_2 = 9550 \cdot 11,4 / 382 = 285 \text{ Н·м}.$$

Зовнішній ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} U}{(1 - 0,5k_{be})^2 k_{be} [\sigma_H]^2}} = \\ = 99 \sqrt[3]{\frac{285 \cdot 10^3 \cdot 1,09 \cdot 2,5}{(1 - 0,5 \cdot 0,3)^2 \cdot 0,3 \cdot 593,75^2}} \approx 214,4 \text{ мм}.$$

Остаточню приймаємо наступне значення міжосьової відстані (див. додаток 8, табл. 2): $d_{e2} = 225 \text{ мм}$.

1.5. Задаємося кількістю зубців шестерні $z_1=25$. Кількість зубців колеса: $z_2 = z_1 U = 25 \cdot 2,5 = 62,5$. Приймаємо $z_2 = 63$.

Фактичне передаточне число: $U_\phi = z_2 / z_1 = 63 / 25 = 2,52$.

Оцінюємо відхилення передаточного числа від прийнятого номінального (стандартного) значення:

$$\frac{|U_\phi - U|}{U} 100\% = \frac{|2,52 - 2,5|}{2,5} 100\% \approx 0,8\% \leq 2,5\% .$$

Відхилення не виходить за допустимі межі.

1.6. Обчислюємо зовнішній коловий модуль:

$$m_e = d_{e2} / z_2 = 225 / 63 \approx 3,57 \text{ мм.}$$

Приймаємо наступне значення модуля (див. додаток 7, табл. 1):
 $m_e = 3,5 \text{ мм.}$

1.7. Визначаємо фактичне значення зовнішнього ділильного діаметра:

$$d_{e2\phi} = m_e z_2 = 3,5 \cdot 63 = 220,5 \text{ мм.}$$

Оцінюємо відхилення зовнішнього ділильного діаметра від прийнятого номінального (стандартного) значення:

$$\frac{|d_{e2} - d_{e2\phi}|}{d_{e2}} 100\% = \frac{|225 - 220,5|}{225} 100\% = 2\% \leq 2\% .$$

Відхилення не виходить за допустимі межі.

1.8. Визначаємо основні розміри елементів зубців та зубчастих коліс (п.п. 4.3.2.2, табл. 4.9 та табл. 4.10).

Зовнішні ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,5 \cdot 25 = 87,5 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3,5 \cdot 63 = 220,5 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,5 \sqrt{25^2 + 63^2} \approx 118,6 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастих вінців:

$$b = b_1 = b_2 = k_{be} R_e = 0,3 \cdot 118,6 = 35,58 \text{ мм.}$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b = 118,6 - 0,5 \cdot 35,58 = 100,81 \text{ мм.}$$

Середній модуль зубців:

$$m_m = \frac{m_e R_m}{R_e} = \frac{3,5 \cdot 100,81}{118,6} = 2,975 \text{ мм.}$$

Середні ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,975 \cdot 25 = 74,375 \text{ мм;}$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2,975 \cdot 63 = 187,425 \text{ мм.}$$

Кути при вершинах ділительних конусів шестерні та колеса:

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2) = \arctg(25 / 63) = 21,644^0$$

$$\delta_2 = 90^0 - \delta_1 = 90^0 - 21,644^0 = 68,356^0.$$

1.9. Призначаємо ступінь точності передачі. Колова швидкість:

$$v_{m1} = \pi n_1 d_{m1} / 60 = 3,14 \cdot 955 \cdot 74,375 \cdot 10^{-3} / 60 \approx 3,72 \text{ м/с.}$$

Відповідно до рекомендацій п.п. 4.1.5, табл. 4.1, обираємо 8-й ступінь точності для всіх показників точності зубчастих коліс та передачі.

1.10. Визначаємо сили, що діють в передачі (див. п.п. 4.3.4):

– колова сила

$$F_t = 2T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 120 \cdot 10^3 / 74,375 \approx 3227 \text{ Н;}$$

– радіальна сила на шестерні

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 3227 \cdot \operatorname{tg} 20^0 \cos 21,644^0 \approx 1092 \text{ Н;}$$

– осьова сила на шестерні

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 3227 \cdot \operatorname{tg} 20^0 \sin 21,644^0 \approx 433 \text{ Н.}$$

2. Перевірочні розрахунки.

2.1. Перевіряємо умову контактної витривалості:

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}; \quad k_{H\alpha} = 1; \quad k_{H\beta} = 1,09; \quad \varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] =$$

$$= 1,88 - 3,2(1/25 + 1/63) \approx 1,7; \quad z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3} = \sqrt{(4 - 1,7) / 3} \approx 0,876;$$

$$z_H = \sqrt{2 / \sin 2\alpha} = \sqrt{2 / \sin(2 \cdot 20^0)} \approx 1,764; \quad k_{Hv} = 1,18; \quad \vartheta = 0,85.$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv}}{9 b d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{1 + U_\phi^2}}{U_\phi}} =$$

$$= 275 \cdot 1,764 \cdot 0,876 \sqrt{\frac{3227 \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1,18}{0,85 \cdot 35,58 \cdot 74,375} \cdot \frac{\sqrt{1 + 2,52^2}}{2,52}} \approx 598,7 \text{ МПа.}$$

Стійкість зубців проти втомного викривування їхніх активних поверхонь забезпечується, оскільки розрахункове контактне напруження перевищує допустиме на 0,83 % (допускається до 5 %).

2.2. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині.

Еквівалентне число зубців шестерні та колеса:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 25 / \cos 21,644^0 \approx 26,896;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 63 / \cos 68,356^0 \approx 170,806.$$

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$y_{F1} = 3,85; \quad y_{F2} = 3,63; \quad y_{\varepsilon} = 1; \quad y_{\beta} = 1;$$

$$k_{F\alpha} = 1; \quad k_{F\beta} = 1,175; \quad k_{Fv} = 1,44; \quad \vartheta = 0,85.$$

Розрахункові напруження згину у зубцях шестерні та колеса:

$$\sigma_{F1} = y_{F1} y_{\varepsilon} y_{\beta} \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{9 b_2 m_m} =$$

$$= 3,85 \cdot 1 \cdot 1 \frac{3227 \cdot 1 \cdot 1,175 \cdot 1,44}{0,85 \cdot 35,58 \cdot 2,975} \approx 233,64 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = y_{F2} y_{\varepsilon} y_{\beta} \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{b_2 m} =$$

$$= 3,63 \cdot 1 \cdot 1 \frac{3227 \cdot 1 \cdot 1,175 \cdot 1,44}{0,85 \cdot 35,58 \cdot 2,975} \approx 220,3 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{F1} = 233,64 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 286,36 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 220,3 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 255,68 \text{ МПа}.$$

2.3. Виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження.

Умови міцності за контактними напруженнями і на злам виконуються, оскільки:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{k_n} = 598,7 \sqrt{2} \approx 846,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1624 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} k_n = 233,64 \cdot 2 = 467,28 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}]_{\max} = 611 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} k_n = 220,3 \cdot 2 = 440,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}]_{\max} = 545,45 \text{ МПа}.$$

4.4. Контрольні запитання

1. Які переваги та недоліки мають зубчасті передачі у порівнянні з іншими механічними передачами?
2. За якими ознаками класифікують зубчасті передачі?
3. Чому зубчасті передачі з евольвентним зачепленням мають широке застосування?
4. Що таке полюс, лінія та кут зачеплення?
5. Що називається кроком та модулем зубців? Які кроки та модулі розрізняють у зубчастих колесах?
6. Як впливає число зубців на їх форму та міцність?
7. Що таке коригування зубчастого зачеплення? Як змінюється профіль зубців при коригуванні зубчастих коліс? Які види корекції зубчастих передач застосовують на практиці?
8. Які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс?

9. З якою метою застосовують змашування зубчастого зачеплення? В яких випадках використовують картерне та циркуляційне змашування?
10. Назвіть основні причини втрати потужності в зубчастих передачах.
11. В яких випадках слід використовувати прямозубі та косозубі циліндричні передачі?
12. Які переваги мають косозубі передачі у порівнянні з прямозубими?
13. Як впливає на роботу косозубої передачі зміна кута нахилу зубців?
14. Запишіть формули для визначення основних розмірів вінців циліндричних прямо- та косозубих коліс. Покажіть ці розміри на відповідних малюнках.
15. Якими коефіцієнтами характеризується нерівномірність розподілу навантаження в зубчастому зачепленні?
16. Які сили виникають в зачепленні прямозубої та косозубої циліндричної передачі?
17. Від яких факторів чи параметрів залежить величина та напрямок колової і осьової сил в косозубі передачі?
18. В яких випадках використовують шевронні зубчасті колеса? Чому шевронні зубчасті передачі допускають більший кут нахилу зубців?
19. Як впливає число зубців шестерні на роботу зубчастої передачі?
20. Які модулі зубців слід обирати для силових зубчастих передач?
21. Який параметр зубців має найбільший вплив на напруження згину?
22. Чому ширину вінця шестерні виконують більшою ширини вінця колеса?
23. Які перевіірочні розрахунки виконують для відкритих циліндричних передач?
24. В яких випадках використовують конічні зубчасті передачі?
25. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору їхньої будови, використання та несучої здатності.
26. Які переваги мають конічні колеса з тангенційними (коловими) зубцями у порівнянні з прямозубими?
27. На скільки відрізняється несуча здатність конічної зубчастої передачі від циліндричної?
28. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс та запишіть формули для їх визначення.
29. Який модуль використовують при розрахунку на згин зубців конічних коліс?
30. Які сили діють на конічні прямозубі колеса? Запишіть формули. Покажіть напрями цих сил на відповідному малюнку.
31. Які сили діють на конічні колеса з тангенційними (круговими) зубцями? Запишіть формули. Покажіть напрями цих сил на відповідному малюнку.

5. Розрахунок черв'ячних передач

5.1. Основні теоретичні відомості

Черв'ячна передача (рис. 5.1) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2. Передавання обертового руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо. За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють кут 90° .



Рис. 5.1

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого вала, хоча можливе передавання обертового руху і від черв'ячного колеса до черв'яка.

У зачепленні контакт витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса відбувається по лінії (на відміну від гвинтових зубчастих передач, де є точковий контакт зубців).

Черв'ячні передачі застосовують в основному для передавання малих та середніх (до 60 кВт) потужностей.

За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати передаточне число в значному діапазоні $U = 8 \dots 80$. Передаточні відношення для черв'ячних редукторів регламентовані ДСТУ2144–76 (додаток 9, табл. 1). Такі передачі використовують у підйомно-транспортних машинах, різних металообробних верстатах, транспортних засобах тощо.

Порівняно з іншими механічними передачами черв'ячні передачі мають такі **переваги**:

- а) плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- б) достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
- в) компактність, малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- г) можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертового руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До **недоліків** черв'ячних передач належать:

- а) порівняно невисокий ККД (складає 0,70 ... 0,85);
- б) потреба використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів;
- в) низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами.

Мале значення ККД черв'ячних передач не дозволяє використовувати їх для передавання великих навантажень, оскільки суттєві втрати потужності за рахунок тертя у зачепленні призводять до значного нагрівання передачі. Тому черв'ячні передачі краще застосовувати у приводах періодичної дії.

Черв'ячні передачі і їхні елементи класифікують за такими ознаками:

- за формою початкової поверхні черв'яка (циліндричні та глобоїдні);
- за формою профілю витків черв'яка у торцевій площині (конволютні (черв'як ZN), евольвентні (черв'як ZI), архімедові (черв'як ZA));
- за розміщенням черв'яка щодо колеса (з нижнім, верхнім та бічним розміщенням черв'яка);
- за конструктивним оформленням (відкриті та закриті).

На практиці найбільш розповсюджені черв'ячні циліндричні передачі з архімедовим черв'яком, як більш прості у виготовленні.

5.1.1. Параметри черв'ячної передачі

5.1.1.1. Особливості геометрії та розміри циліндричних черв'яків

Черв'як – це циліндричне тіло на поверхні якого є витки за формою гвинтової лінії (рис. 5.2). Якщо у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі, то такі черв'яки називають **архімедовими** (позначають ZA). В осьовому перерізі $A-A$ (рис. 5.2, а) бічні поверхні витка черв'яка ZA окреслені прямими лініями з профільним кутом α .

Витки черв'яка у торцевій площині можуть мати профіль евольвенти. Такі черв'яки називають **конволютними** (позначають ZN). Черв'яки типу ZN (рис. 5.2, б) мають прямолінійні профілі у їх перерізі $B-B$. Кут профілю витків у нормальному перерізі α_n .

Якщо витки черв'яка у торцевій площині мають профіль нормальної евольвенти, то такі черв'яки називають **евольвентними** (позначають ZI). Евольвентні черв'яки мають прямолінійний профіль витків у перерізі площиною $C-C$ (рис. 5.2, в), паралельною осьовій, але зміщеною на радіус основного циліндра черв'яка.

Витки архімедових та конволютних черв'яків шліфують кінчними шліфувальними кругами. Робочі поверхні евольвентних черв'яків шліфують плоским боком шліфувального круга.

Черв'яки можуть виготовлятися із одним або кількома витками. Стандартом передбачається застосування черв'яків із числом витків $z_1=1; 2; 4$. Передачі великої потужності не виконують з черв'яками, які мають один виток, внаслідок падіння ККД та значного нагріву передачі.

Відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка (рис. 5.2, г), називається **осьовим кроком витків** і позначається P_x . Така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається **ходом гвинтової лінії** витка P_z . Якщо $z_1 = 1$, то $P_z = P_x$, а в інших випадках $P_z = z_1 P_x$.

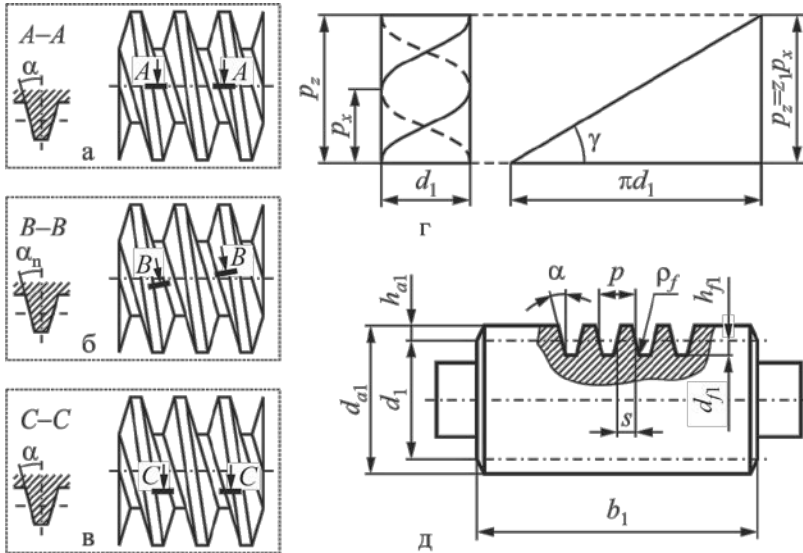


Рис. 5.2

Відношення $P_x/\pi=m$ називається **модулем**. Для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Значення модулів m , мм, вибирають із стандартного ряду по ДСТУ 19672–74 та ДСТУ 2144–76 (додаток 9, табл. 2). Щоб зменшити номенклатуру черв'ячних фрез, якими нарізають черв'ячні колеса, використовують поняття **коефіцієнта діаметра черв'яка**:

$$q = d_1 / m, \quad (5.1.1)$$

де d_1 – дільний діаметр черв'яка. Стандартні значення q і відповідні їм модулі наведені в таблиці 5.1.

Із урахуванням стандартного значення q дільний діаметр черв'яка визначають за формулою:

$$d_1 = m q. \quad (5.1.2)$$

Рекомендується обирати:

$$q = 0,25 z_2, \quad (5.1.3)$$

де z_2 – число зубців черв'ячного колеса.

Слід враховувати, що збільшення q призводить до зменшення ККД передачі, а зменшення – до падіння жорсткості згину черв'яка.

Таблиця 5.1. Значення модулів m в залежності від коефіцієнтів діаметра черв'яка q при $z_1=1; 2; 4$ (ДСТУ 2144–76)

m , мм	q	m , мм	q
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	(10); (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10**)
(3,5)	(10); (12*); (14*)	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12*) 12,5; 16; 20	(14)	(8***)
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10
6,3	8; 10; 12,5; (14); 16; 20	–	–
<p>* Тільки при $z_1=1$ ** Тільки при $z_1=1$ та 2 *** Тільки при $z_1=2$ Примітка. Перевагу слід надавати значенням, які не включені в дужки.</p>			

Кут підйому лінії витка черв'яка γ (рис. 5.2, г) визначається за формулою (конкретні значення кута γ приведені в додатку 9, табл. 3):

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}. \quad (5.1.4)$$

Параметри стандартного початкового контура черв'яка, відповідно до ДСТУ 19036–81, мають такі значення:

- кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$ (для черв'яків ZA – в осьовому перерізі; для черв'яків ZN та ZI – у нормальному до витків перерізі);
- коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1$;
- коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,2$;
- коефіцієнт висоти ніжки витка $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$;
- коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої витка $\rho_f^* = 0,3$;
- коефіцієнт розрахункової товщини витка $s^* = 0,5\pi$.

Згідно з параметрами початкового контура черв'яка розміри елементів його витків (рис. 5.2, д) визначають за формулами наведеними в табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Розміри елементів витків та вінця черв'яка

Параметр	Формула
Висота:	
голівки витка	$h_{a1} = h_a^* m = m$
ніжки витка	$h_{f1} = h_f^* m = 1,2m$
Радіус кривини перехідної кривої витка	$\rho_f = \rho_f^* m = 0,3m$
Розрахункова товщина витка	$s = s^* m = 0,5\pi m$
Діаметр:	
вершин витків	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m$
впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m$

Довжина нарізваної частини черв'яка b_1 регламентується ДСТУ 19650-74 (додаток 9, табл. 4). Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдене значення b_1 збільшують на 25 мм при $m < 10$ мм, на (35...40) мм при $m = (10...16)$ мм, на 50 мм при $m > 16$ мм.

5.1.1.2. Особливості геометрії та розміри черв'ячного колеса

Особливістю геометрії черв'ячного колеса є те, що бічні поверхні його зубців утворюються інструментом, різальні кромки якого у верстатному зачепленні відтворюють у просторі початковий твірний черв'як. Параметри початкового контуру твірного черв'яка за ДСТУ 19036-81:

- кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$;
- коефіцієнт висоти голівки витка $h_{a0}^* = h_a^* + c^* = 1,2$;
- коефіцієнт висоти ніжки витка h_{f0}^* не регламентується;
- коефіцієнт висоти голівки витка до початку закруглення $h_{ak0}^* \geq 1$;
- коефіцієнт радіуса закруглення кромки на вершині витка $\rho_{k0}^* = 0,3$.

Для черв'ячного колеса розміри вінця і зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців черв'ячного колеса рівний модулю витків m в осьовому перерізі черв'яка, а кут нахилу зубців черв'ячного колеса дорівнює дільному куту підйому γ витків черв'яка.

Число зубців черв'ячного колеса слід задавати в межах

$$24 \leq z_2 \leq 120.$$

При $z_1 \geq 2$ бажано, щоб значення z_2 не було кратним z_1 . В кінематичних передачах величина z_2 може бути доведена до 1000.

5.1.1.3. Розміри черв'ячної передачі

Важливим розміром черв'ячної передачі є міжосьова відстань a_w , мм (рис. 5.3). Значення міжосьової відстані a_w регламентуються ДСТУ 2144-76 (додаток 9, табл. 5).

Для передач без зміщення черв'яка міжосьова відстань визначається за формулою:

$$a_w = 0,5m(q + z_2). \quad (5.1.5)$$

Для того, щоб вписати черв'ячну передачі в задану міжосьову відстань, виконують зміщення черв'яка. Міжосьова відстань в даному випадку визначатиметься формулою:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x), \quad (5.1.6)$$

де x – коефіцієнт зміщення. З формули (5.1.6) отримуємо:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (5.1.7)$$

Коефіцієнт зміщення черв'яка обирають в межах $-1 < x < 1$, причому перевагу слід надавати додатному зміщенню, так як одночасно підвищується міцність зубців коліс.

Для передач із зміщенням діаметри вершин та впадин черв'ячного колеса відповідно визначаються за формулами:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x); \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m(1,2 - x). \quad (5.1.8)$$

5.1.2. Кінематика і точність виготовлення

Під час обертання черв'яка навколо власної осі його витки ковзають відносно зубців черв'ячного колеса. Швидкість ковзання v_s направлена по дотичній до гвинтової лінії ділильного циліндра черв'яка, а колові швидкості черв'яка v_1 та зубця колеса v_2 знаходяться у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 5.4). Вказані швидкості визначаються за формулами:

$$v_1 = 0,5\omega_1 d_1; \quad v_2 = 0,5\omega_2 d_2; \quad v_s = v_1 / \cos \gamma, \quad (5.1.9)$$

де γ – кут підйому витків черв'яка.

Кут підйому можна знайти з залежності:

$$\operatorname{tg} \gamma = v_2 / v_1. \quad (5.1.10)$$

Враховуючи вирази (5.1.9) передаточне число черв'ячної передачі визначають за формулою:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.1.11)$$

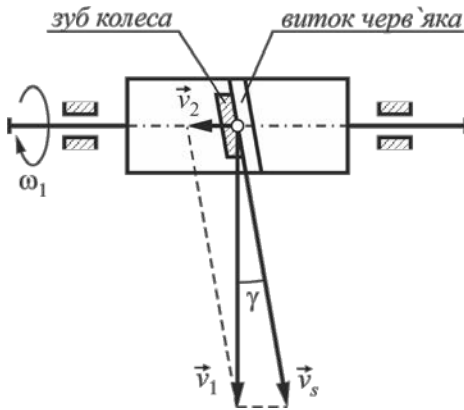


Рис. 5.4

Оскільки $\gamma < 30^\circ$, то у черв'ячній передачі завжди виконується нерівність:

$$v_2 \ll v_1 < v_s.$$

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання v_s . Відповідно до ДСТУ 3675–81 для черв'ячних передач встановлено 12 ступенів точності (вимоги до точності черв'ячних передач такі самі, як і для зубчастих).

Ступені 3, 4, 5 і 6 рекомендують для передач високої кінематичної точності, а ступені 7, 8 і 9 – для силових черв'ячних передач (табл. 5.4).

Таблиця 5.4. Вимоги до ступенів точності силових черв'ячних передач

Ступінь точності	Швидкість ковзання v_s , м/с	Умови виготовлення	Застосування
6, 7	≥ 10	Черв'як загартований, витки шліфовані. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з високими швидкостями та низьким рівнем шуму. Підвищені вимоги до габаритних розмірів
8	≥ 5	Допускається черв'як із твердістю $H < 350$ HB, нешліфований. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з середніми швидкостями. Габаритні розміри не обмежуються
9	≥ 2	Черв'як із твердістю $H < 350$ HB. Колесо нарізають довільним методом	Передачі з малими швидкостями, які працюють періодично

При складанні черв'ячних передач необхідно слідкувати за точністю розташування черв'яка відносно колеса. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. Для цього передбачають можливість регулювання положення колеса щодо черв'яка. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка.

5.1.3. Матеріали і конструкції деталей черв'ячних передач

Наявність високих швидкостей ковзання у зачепленні ставить до матеріалів черв'ячної передачі такі вимоги, як високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання та стійкість до заїдання.

Черв'яки здебільшого виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а у передачах відповідального призначення – із легированих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.). Термообробка до твердості $H_1 \geq (45.. 55) \text{ HRC}$ і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків черв'яка дозволяють суттєво підвищити несучу здатність та довговічність передачі, оскільки зменшують можливість заїдання робочих поверхонь у контакт. У допоміжних, невідповідальних та тихохідних передачах можуть використовуватись черв'яки з твердістю витків $H_1 = (300...320) \text{ HB}$.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($v_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9Ж3Л та ін. Вони мають достатньо високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до припрацьовування. Безолов'яні бронзи вимагають високих твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $v_s = (2...5) \text{ м/с}$.

Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($v_s < 2 \text{ м/с}$) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстоліту, поліамідів).

Конструктивно черв'яки виготовляють у більшості випадків разом із валом як одну деталь (рис. 5.5, а), і лише у рідких випадках насадними (рис. 5.5, б).

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 5.5, в, г): бронзового вінця, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Можливі

інші варіанти з'єднання колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса (рис. 5.5, д).

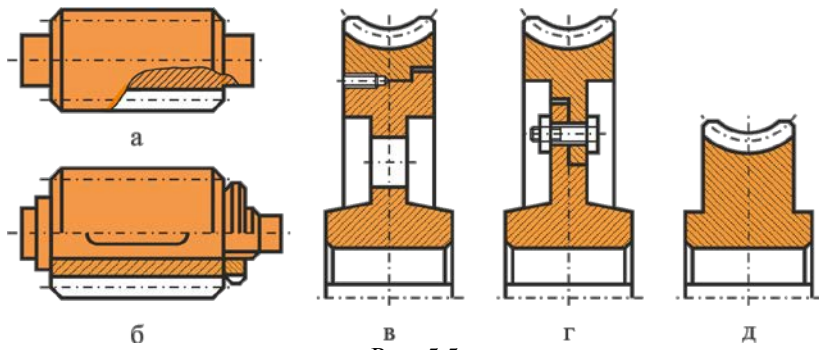


Рис. 5.5

5.1.4. Допустимі напруження

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричиняють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців.

Обмеження можливості виникненню заїдання в зачепленні може бути досягнуте не тільки вибором відповідних матеріалів черв'яка та колеса, але й обмеженням контактних напружень. Інтенсивність спрацювання зубців черв'ячного колеса також залежить від рівня контактних напружень. Отже, для забезпечення тривалої роботоздатності черв'ячної передачі слід обмежити контактні напруження на активних поверхнях зубців черв'ячного колеса. Треба брати до уваги, що несуча здатність черв'ячних передач із колесами, виготовленими з олов'яних бронз, обмежується втомною міцністю активних поверхонь зубців, а передачі із колесами, виготовленими з безолов'яних бронз та чавунів – заїданням. Імовірність поломок зубців черв'ячного колеса від дії циклічних напружень згину суттєва тільки для маломодульних черв'ячних коліс.

За аналогією із зубчастими передачами для черв'ячних передач виконують такі розрахунки:

1) розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому та міцність при дії максимального навантаження;

2) розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням.

1.1. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із **олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають** за формулою:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] k_{HL}, \quad (5.1.12)$$

де $[\sigma_{H0}]$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань N_{H0} (визначається з табл. 5.5);

k_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Відповідно до табл. 5.5 $[\sigma_{H0}]$ залежить від границі міцності σ_b матеріалу та коефіцієнта c_v інтенсивності спрацювання зубців. Коефіцієнт c_v залежить від швидкості ковзання v_s і визначається з додатку 9, табл. 6. При виконанні проектного розрахунку, коли розміри передачі ще невідомі, орієнтовне значення швидкості ковзання v_s , м/с, визначають за формулою:

$$v_s = \frac{4\omega_1}{10^3} \sqrt[3]{T_2}, \quad (5.1.13)$$

де ω_1 – кутова швидкість черв'яка, *рад/с*.

T_2 – обертовий момент на валу колеса, *Н·м*.

Коефіцієнт довговічності визначається за формулою:

$$k_{HL} = \sqrt[m]{N_{H0} / N_{HE}}, \quad (5.1.14)$$

де m , N_{H0} – відповідно показник степеня та база випробувань (визначається з додатку 9, табл. 7);

N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі.

Необхідно зазначити, що коефіцієнт довговічності не повинен перевищувати значень $0,67 \leq k_{HL} \leq 1,15$.

Еквівалентне число циклів навантаження визначається за формулою:

$$N_{HE} = k_{HE} N_{\Sigma}, \quad (5.1.15)$$

де k_{HE} – коефіцієнт інтенсивності навантажень (визначається з додатку 9, табл. 8);

N_{Σ} – сумарне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі.

В свою чергу сумарне число циклів навантаження N_{Σ} визначається за формулою:

$$N_{\Sigma} = 1800i\omega_2 h / \pi, \quad (5.1.16)$$

де i – число зубчастих коліс, спряжених із даним зубчастим колесом;

ω_2 – кутова швидкість обертання черв'ячного колеса, *рад/с*;

h – строк служби передачі, *год*.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із **твердих безолов'яних бронз та чавунів допустиме контактне напруження** розраховують за формулою (5.1.12) або приймають $[\sigma_H] = [\sigma_{H0}]$.

1.2. Допустимі граничні або максимальні контактні напруження $[\sigma_H]_{\max}$ приймаємо за табл. 5.5.

2.1. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із **бронз, допустиме напруження** для розрахунку **на втому при згині** визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] k_{FL}. \quad (5.1.17)$$

де $[\sigma_{F0}]$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань N_{F0} (визначається з табл. 5.5);

k_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин визначається за формулою:

$$k_{FL} = \sqrt[m]{N_{F0} / N_{FE}}, \quad (5.1.18)$$

де m , N_{F0} – відповідно показник степеня та база випробувань (визначається з додатку 9, табл. 7);

N_{FE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі.

В даному випадку коефіцієнт довговічності не повинен перевищувати значень $0,54 \leq k_{HL} \leq 1$.

Еквівалентне число циклів навантаження визначається за формулою:

$$N_{FE} = k_{FE} N_{\Sigma}, \quad (5.1.19)$$

де k_{FE} – коефіцієнт інтенсивності навантажень (визначається з додатку 9, табл. 7);

N_{Σ} – сумарне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі (визначається за формулою (5.1.16)).

Для зубців **чавунних черв'ячних коліс допустиме напруження** для розрахунку **на втому при згині** розраховують за формулою (5.1.17) або приймають $[\sigma_F] = [\sigma_{F0}]$.

2.2. Допустимі граничні або максимальні напруження згину $[\sigma_F]_{\max}$ приймаємо за табл. 5.5.

Таблиця 5.5. Механічні характеристики матеріалів та допустимі напруження для зубців черв'ячних коліс

Рекомендований матеріал вінця черв'ячного колеса для відповідних значень швидкості ковзання v_s		Спосіб відливання	σ_B , МПа	σ_T , МПа	$[\sigma_{H0}]$, МПа		$[\sigma_{F0}]$, МПа		$[\sigma_H]_{\max}$, МПа	$[\sigma_F]_{\max}$, МПа
					$H_1 \geq 45$ HRC	$H_1 < 45$ HRC	реверсивне навантаження	нереверсивне навантаження		
Олов'яні бронзи при $v_s > 5$ м/с	БрО10Н1Ф1	ц	285	165	$300 - 25 v_s$	$275 - 25 v_s$	$0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T$	$0,16 \sigma_B$	$4\sigma_T$	$0,8 \sigma_T$
	БрО10Ф1	к з	275 230	200 140						
	БрО5Ц5С5	к з	200 145	90 80						
Безолов'яні бронзи при $v_s = (2...5)$ м/с	БрА10Ж4Н4	ц к	700 650	460 430	$300 - 25 v_s$	$275 - 25 v_s$	$0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T$	$0,16 \sigma_B$	$2\sigma_T$	$0,8 \sigma_T$
	БрА10Ж3Мц1,5	к з	550 450	360 300						
	БрА9Ж3Л	ц к з	530 500 425	245 230 195						
Чавуни при $v_s < 2$ м/с	СЧ18 СЧ15	з	355 315	- -	- -	$175 - 35 v_s$	$0,12 \sigma_B$	$0,075 \sigma_B$	$1,65 \sigma_B$	$0,75 \sigma_B$

Примітки:

1. Позначення способів відливання: ц – відцентровий; к – у кокіль; з – у землю.
2. Для бронз границя міцності σ_B і границя текучості σ_T – при розтягу; для чавуну границя міцності σ_B – при згині.
3. Швидкість ковзання v_s , м/с, визначають за формулою (4.1.13).

5.1.5. Номінальні сили у зачепленні черв'ячної передачі

У черв'ячній передачі сили взаємодії між витками черв'яка та зубцями колеса розподіляються вздовж лінії їхнього контакту. Розподілені сили замінюють зосередженою силою F_n^1 , яка діє у площині А-А, нормальній до лінії зубця (рис. 5.6, а), напрямлена по

нормалі до профілів витка та зубця у точці P їх контакту і утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса (сили тертя у зачепленні не враховують).

Введемо систему координат з початком в полюсі зачеплення – точці P : вісь y направимо вздовж колової швидкості, вісь x перпендикулярно, а вісь z паралельно осі зубчастого колеса (рис. 5.6, б).

Розглянемо систему сил, які діють на зубець колеса (рис. 5.6, б). Розкладемо силу \vec{F}_n на дві взаємно перпендикулярні складові, а саме **радіальну** \vec{F}_{r2} (спрямована вздовж осі x) та нормальну до лінії зубців \vec{F}_0 . У свою чергу силу \vec{F}_0 також можна розкласти на дві взаємно перпендикулярні складові, а саме **осьову** \vec{F}_{a2} (спрямована вздовж осі z) та **колову** \vec{F}_{t2} (направлена вздовж осі y).

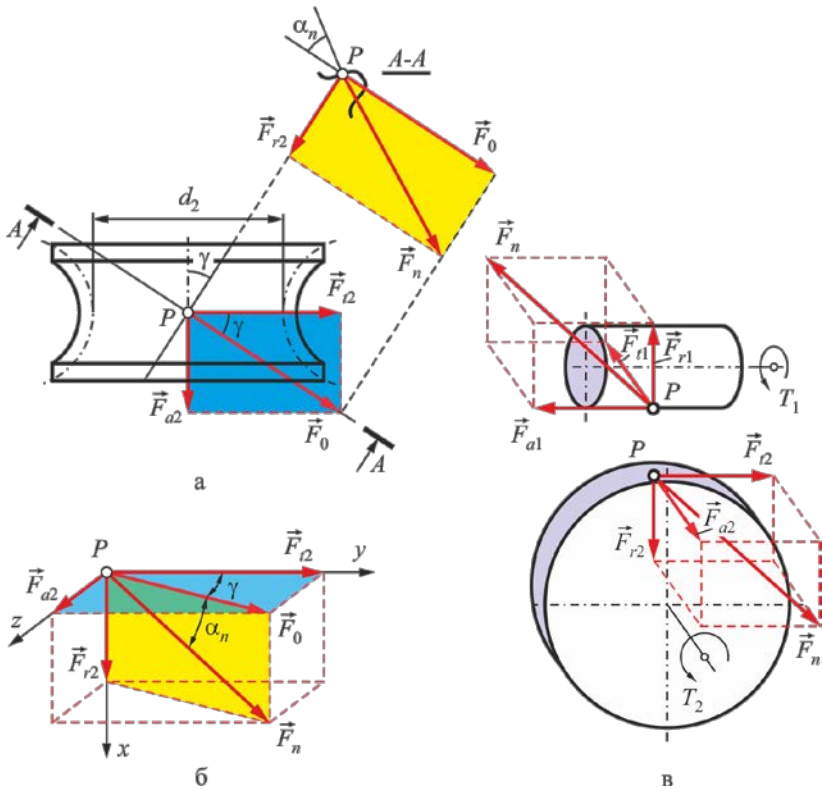


Рис. 5.6

1. Сили, які діють на черв'ячне колесо (рис. 5.6, б, в).

Колова сила визначається за формулою:

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 . \quad (5.1.20)$$

Осьова сила визначається за формулою:

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma . \quad (5.1.21)$$

Нормальна до лінії зубців сила визначається за формулою:

$$F_0 = F_{t2} / \cos \gamma . \quad (5.1.22)$$

Радіальна сила визначається за формулою:

$$F_{r2} = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma ,$$

або враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} \alpha$ ($\alpha=20^\circ$ – кут зачеплення у площині, перпендикулярній до осі колеса), отримаємо

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha . \quad (5.1.23)$$

Нормальна до поверхні зубців сила визначається за формулою:

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cos \gamma) . \quad (5.1.24)$$

2. Сили, які діють на черв'як (рис. 5.6, в).

Відповідно колова, осьова та радіальна сили на черв'яку визначаються за формулами:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma ; \quad (5.1.25)$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2 / d_2 ; \quad (5.1.26)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha . \quad (5.1.27)$$

5.1.6. Коефіцієнти розподілу навантаження в черв'ячній передачі

5.1.6.1. Розподіл навантаження по ширині зубців колеса

Нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубців черв'ячного колеса, яка зумовлена деформаціями черв'яка (через значну відстань між його опорами), визначається через коефіцієнт концентрації навантаження:

$$k_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - k_{pp}) , \quad (5.1.28)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка (додаток 9, табл. 9);

k_{pp} – коефіцієнт режиму роботи (додаток 9, табл. 10).

5.1.6.2. Динамічне навантаження у черв'ячному зачепленні

Коефіцієнт динамічного навантаження k_v визначають залежно від ступеня точності передачі та швидкості ковзання (додаток 9, табл. 11).

5.1.7. Розрахунок черв'яка на жорсткість

Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами. Дія на черв'як сил, що виникають у його зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та зубців і на роботу черв'ячної передачі. Умова достатньої жорсткості черв'яка має вигляд:

$$y \leq [y], \quad (5.1.29)$$

де y – розрахункова стрілка прогину черв'яка, мм;

$[y]$ – допустима стрілка прогину черв'яка, за якої ще можлива нормальна робота зачеплення, мм (тут $[y] = (0,005 \dots 0,01) m$).

Розрахункова стрілка прогину черв'яка знаходиться за наближеною формулою:

$$y = Fl^3 / (48EI_0), \quad (5.1.30)$$

де $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}$ – рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку, H (див. формули (5.1.25) та (5.1.27));

$l \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$ – орієнтовна відстань між опорами черв'яка, мм;

E – модуль пружності матеріалу черв'яка (для сталі модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

$I_0 = \pi d_{f1}^4 / 64$ – осьовий момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴.

Якщо умова (5.1.29) не виконується, то необхідно збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка q , або, за можливістю, зменшити відстань l між його опорами.

5.1.8. ККД черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок

У випадку, коли потужність передається від черв'яка до черв'ячного колеса, ККД черв'ячного зачеплення визначається за формулою:

$$\eta_1 = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} d_2 \omega_2}{F_{t1} d_1 \omega_1}. \quad (5.1.31)$$

Тут в (5.1.31) колові сили на черв'яку F_{t1} та черв'ячному колесі F_{t2} визначаються за формулами (рис. 5.7, а):

$$F_{t1} = F \sin(\gamma + \varphi'), \quad F_{t2} = F \cos(\gamma + \varphi'). \quad (5.1.32)$$

Враховуючи формули (5.1.32) та співвідношення

$$d_2 = mz_2, \quad d_1 = mq, \quad \operatorname{tg} \gamma = z_1 / q, \quad \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1,$$

формула (5.1.31) матиме наступний вигляд:

$$\eta_1 = \operatorname{tg} \gamma / [\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')], \quad (5.1.33)$$

де γ – ділильний кут підйому витка черв'яка; φ' – зведений кут тертя.

У випадку, коли потужність передається від черв'ячного колеса до черв'яка (рис. 5.7, б), ККД черв'ячного зачеплення визначається за формулою:

$$\eta_1 = [\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')] / \operatorname{tg} \gamma, \quad (5.1.34)$$

Зведений кут тертя визначається за формулою:

$$\operatorname{tg} \varphi' = F_s / F_0 = f / \cos \alpha_n, \quad (5.1.35)$$

де $F_s = fF_n$ – сила тертя (направлена вздовж лінії витка черв'яка);

$F_0 = F_n \cos \alpha_n$ – нормальна сила (перпендикулярна до лінії витка черв'яка) (див. формулу (5.1.24) та рис. 5.6);

f – коефіцієнт тертя ковзання.

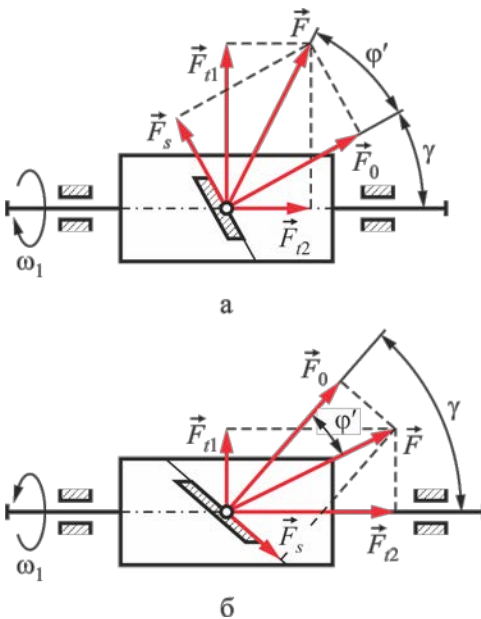


Рис. 5.7

Значення зведеного кута тертя φ' для бронзового вінця колеса і сталевго черв'яка наведені в табл. 5.6. Кут тертя φ' спадає із збільшенням швидкості ковзання v_s , оскільки при цьому створюються більш сприятливі умови для утворення неперервного шару мастила.

Аналіз формули (5.1.34) показує, що при $\gamma \leq \varphi'$ передавати рух від колеса до черв'яка неможливо, оскільки $\eta_1 \leq 0$. У цьому разі здійснюється самогальмування передачі.

ККД черв'ячного зачеплення суттєво залежить від ділильного кута підйому витків черв'яка γ , тобто від

числа витків z_1 та коефіцієнта діаметра черв'яка q . Середні значення ККД зачеплення залежно від числа витків черв'яка такі: $\eta_1 = 0,7 \dots 0,75$ при $z_1 = 1$; $\eta_1 = 0,8 \dots 0,9$ при $z_1 = 2 \dots 4$.

З урахуванням втрат потужності у підшипниках і на перемішування мастила, загальний ККД черв'ячної передачі визначають за формулою:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} . \quad (5.1.36)$$

Таблиця 5.6. Зведені кути тертя φ' у зачепленні черв'ячної передачі

$v_s, \text{ м/с}$	φ'	$v_s, \text{ м/с}$	φ'
0,1	$4^0 30' \dots 5^0 10'$	2,5	$1^0 40' \dots 2^0 20'$
0,25	$3^0 40' \dots 4^0 20'$	3	$1^0 30' \dots 2^0 00'$
0,5	$3^0 10' \dots 3^0 40'$	4	$1^0 20' \dots 1^0 40'$
1	$2^0 30' \dots 3^0 10'$	7	$1^0 00' \dots 1^0 30'$
1,5	$2^0 20' \dots 2^0 50'$	10	$0^0 55' \dots 1^0 20'$
2	$2^0 00' \dots 2^0 30'$	15	$0^0 50' \dots 1^0 10'$

Через значні втрати потужності, внаслідок низького ККД черв'ячної передачі, відбувається нагрівання корпусу передачі і мастила. При підвищених температурах мастило втрачає свої властивості, що може призвести до виходу передачі з ладу. Тому для черв'ячної передачі обов'язково виконують тепловий розрахунок. Умова, за якої забезпечується нормальний температурний режим черв'ячної передачі, має наступний вигляд:

$$t_M \leq [t_M] , \quad (5.1.37)$$

де t_M – температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;

$[t_M]$ – допустима температура мастила (для верхнього розташування черв'яка $[t_M] = 60 \dots 70^0 \text{ C}$; для нижнього розташування черв'яка $[t_M] = 80 \dots 90^0 \text{ C}$).

Температура мастила при усталеному режимі роботи передачі визначається за формулою:

$$t_M = t_0 + \frac{465 P_1 (1 - \eta) \varphi_0}{k_t S} , \quad (5.1.38)$$

де t_0 – температура навколишнього середовища ($t_0 = 20^0 \text{ C}$);

P_1 – потужність, що підводиться до передачі, кВт ;

η – ККД черв'ячної передачі;

φ_0 – коефіцієнт роботи передачі (при неперервній роботі $\varphi_0 = 1$; якщо передача працює короткочасно, то $\varphi_0 = \Sigma t_i / 60$, де Σt_i – фактичний час роботи передачі на протязі 1 год., хв);

k_t – коефіцієнт теплопередачі, $\kappa Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$ (для передач, які працюють в закритих приміщеннях з слабкою циркуляцією повітря або при її відсутності $k_t = 7...9 \kappa Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$; для передач, які працюють в приміщеннях з інтенсивною циркуляцією повітря або на відкритому повітрі $k_t = 12...15 \kappa Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$);

S – площа охолоджуваної поверхні корпусу, m^2 .

Якщо необхідно провести попередній розрахунок на нагрів при проектуванні передачі, то в першому наближенні площу охолоджуваної поверхні корпусу можна визначити за формулою:

$$S \approx 20a_w^2 + k_p S_p, \quad (5.1.39)$$

де a_w – міжосьова відстань передачі, m ;

k_p – коефіцієнт ефективності ребер (при вертикальному розташуванні ребер $k_p = 1$; при горизонтальному – $k_p = 0,5$);

S_p – площа поверхні ребер, m^2 .

Зауваження. У випадку, коли умова (5.1.37) не виконується, необхідно збільшити ККД передачі (збільшити кількість витків черв'яка), або збільшити площу охолодження (застосувати вертикально розташовані ребра), або застосувати примусове охолодження корпусу вентилятором (при цьому приймають коефіцієнт теплопередачі $k_t = 25...30 \kappa Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$).

5.2. Методика розрахунку черв'ячних передач

5.2.1. Проектний розрахунок

1. Обираємо матеріали для виготовлення черв'яка і вінця черв'ячного колеса (див. рекомендації п.п. 5.1.3 та табл. 5.5), попередньо визначивши значення швидкості ковзання за формулою (5.1.13). Додатково призначаємо ступінь точності (див. п.п. 5.1.2).

2. Визначаємо допустимі та допустимі граничні напруження (контактні та для розрахунку на втому при згині) за методикою викладеною в п.п. 5.1.4.

3. Призначаємо число витків (заходів) черв'яка (додаток 9, табл. 12) і обчислюємо число зубців черв'ячного колеса використовуючи формулу (5.1.11).

4. Задаємося коефіцієнтом діаметра черв'яка q за методикою викладеною в п.п. 5.1.1.1.

5. Визначаємо коефіцієнт навантаження за формулою:

$$k_H = k_\beta k_v, \quad (5.2.1)$$

де k_β, k_v – відповідно коефіцієнт концентрації навантаження та динамічного навантаження (визначаються за методикою викладеною в п.п. 5.1.1.6).

6. Визначаємо мінімальну міжосьову відстань черв'ячної передачі $a_{w\min}$, мм, за формулою:

$$a_{w\min} = k_a \left(1 + \frac{z_2}{q} \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_H q^2}{z_2^2 [\sigma_H]^2}}, \quad (5.2.2)$$

де k_a – коефіцієнт матеріалу (для поєднання матеріалів черв'яка та колеса сталь-бронза приймають $k_a = 31 \text{ МПа}^{1/3}$; для поєднання матеріалів черв'яка та колеса сталь-чавун приймають $k_a = 31,5 \text{ МПа}^{1/3}$;

T_2 – обертовий момент на валу черв'ячного колеса, $\text{Н}\cdot\text{мм}$.

7. Визначаємо модуль черв'ячної передачі:

$$m = \frac{2a_{w\min}}{q + z_2} \quad \text{або} \quad m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_{w\min}}{z_2}. \quad (5.2.3)$$

Отримане значення модуля узгоджують із стандартним (див. п.п. 5.1.1.1, табл. 5.1).

8. Визначаємо основні розміри черв'яка та черв'ячного колеса (див. п.п. 5.1.1.1 – 5.1.1.3).

9. Визначаємо фактичне передаточне число U_ϕ черв'ячної передачі та його відхилення від заданого значення. Тут

$$\left| \frac{U - U_\phi}{U} \right| \cdot 100\% \leq 4\% .$$

10. Визначаємо кут підйому лінії витка γ (див. додаток 9, табл. 3) **та обчислюємо фактичне значення швидкості ковзання v_s , м/с,** за формулою:

$$v_s = U_\phi \omega_2 d_1 / (2 \cos \gamma) . \quad (5.2.4)$$

При необхідності уточнюємо значення допустимих напружень $[\sigma_H]$.

11. Приймаємо остаточні значення основних параметрів передачі ($a_w, m, z_1, z_2, q, U_\phi, x$).

Зауваження. Якщо у завданні на проектування обумовлено, що проєктований редуктор призначений для серійного випуску, то основні параметри черв'ячної передачі узгоджують із стандартними значеннями (див. додаток 9, табл. 14).

12. Визначаємо сили, що діють у передачі (див. п.п. 5.1.5).

13. Визначаємо ККД черв'ячної передачі (формула 5.1.36).

5.2.2. Перевірочні розрахунки

1. Перевіряємо умову контактної міцності:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t2} k_H}{b_2 d_2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.2.5)$$

де z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса (для поєднання матеріалів сталь-бронза $z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$; для поєднання матеріалів сталь-чавун $z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$);

z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса ($z_H = 1,8$);

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні ($z_\varepsilon = 0,75$);

k_H – коефіцієнт навантаження (визн. за формулою (5.2.1)).

Зауваження. Якщо умова (5.2.5) не виконується, то розміри передачі необхідно змінити.

2. Перевіряємо умову міцності на згин зубців черв'ячного колеса:

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{F_{t2} k_H}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (5.2.6)$$

де y_F – коефіцієнт форми зубців (визначається залежно від еквівалентного числа зубців $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$ з додатку 9, табл. 13);

y_ε – коефіцієнт перекриття зубців ($y_\varepsilon = 0,75$);

y_β – коефіцієнт нахилу зубців черв'ячного колеса (визначаємо за допомогою виразу $y_\beta = (1-\gamma/140)/\cos\gamma$ або приймаємо $y_\beta = 0,95$).

3. Виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження. Умови міцності за контактними напруженнями і на злам при дії короткочасних перевантажень мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max} &= \sigma_H \sqrt{k_n} \leq [\sigma_H]_{\max}, \\ \sigma_{F \max} &= \sigma_F k_n \leq [\sigma_F]_{\max}, \end{aligned} \quad (5.2.7)$$

де σ_H і σ_F – розрахункові напруження, які визначаються за вище приведеними формулами (5.2.5) та (5.2.6);

$k_n = T_{\max} / T_{\text{ном}}$ – коефіцієнт перевантаження (приймається за технічним завданням або за характеристикою електродвигуна);

$[\sigma_H]_{\max}$ і $[\sigma_F]_{\max}$ – гранично допустимі напруження (визначаємо за методикою викладеною в п.п. 5.1.4).

4. Виконуємо перевірку черв'яка на жорсткість за методикою описаною в п.п. 5.1.7.

5. Виконуємо тепловий розрахунок черв'ячної передачі за методикою описаною в п.п. 5.1.8.

5.3. Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Вихідні дані для розрахунку черв'ячної передачі з архімедовим черв'яком одноступеневого редуктора:

- потужність на валу черв'яка: $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$;
- частота обертання ведучого вала: $n_1 = 1455 \text{ об/хв}$;
- передаточне число: $U = 20$;
- коефіцієнт короточасного перевантаження $k_n = 1,5$;
- режим навантаження – середній нормальний.

1. Проектний розрахунок.

1.1. Обираємо матеріали для виготовлення черв'яка і вінця черв'ячного колеса (див. рекомендації п.п. 5.1.3 та табл. 5.5).

Потужність та число обертів на веденому валу:

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{ннк}} \eta_{\text{чн}} = 5,5 \cdot 0,99 \cdot 0,8 = 4,356 \text{ кВт};$$

$$n_2 = n_1 / U = 1455 / 20 = 72,75 \text{ об/хв}.$$

Кругний момент на валу черв'яка і черв'ячного колеса (див. п.п. 2.1, формула 2.1.3):

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,5 / 1455 \approx 36,1 \text{ Н·м}.$$

$$T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550 \cdot 4,356 / 72,75 \approx 571,82 \text{ Н·м}.$$

Кутові швидкості обертання черв'яка і черв'ячного колеса:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1455}{30} \approx 152,4 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 72,75}{30} \approx 7,62 \text{ рад/с}.$$

Швидкість ковзання:

$$v_s = \frac{4\omega_1}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4 \cdot 152,4}{10^3} \sqrt[3]{571,82} \approx 5,06 \text{ м/с}.$$

Ступінь точності передачі 8-ий (див. п.п. 5.1.2, табл. 5.4).

Для виготовлення черв'яка обираємо леговану сталь 40Х, термообробка – гартування із відпусканням, твердість $H_1 = 45...55 \text{ НРС}$, робочі поверхні витків шліфовані.

Для вінця черв'ячного колеса обираємо безолов'яну бронзу БрА10Ж4Н4 (відливання в кокіль) з такими характеристиками (табл. 5.5): $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 430 \text{ МПа}$.

1.2. Визначаємо допустимі та допустимі граничні напруження (див. п.п. 5.1.4).

Допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 5,06 = 173,5 \text{ МПа.}$$

Допустиме граничне контактне напруження:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 430 = 860 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на згин:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] = 0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T = 0,08 \cdot 650 + 0,25 \cdot 430 = 159,5 \text{ МПа.}$$

Допустиме граничне напруження згину:

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 430 = 344 \text{ МПа.}$$

1.3. Призначаємо число витків (заходів) черв'яка (додаток 9, табл. 12) **і обчислюємо число зубців черв'ячного колеса.**

Число витків черв'яка беремо $z_1 = 2$. Число зубців черв'ячного колеса: $z_2 = Uz_1 = 20 \cdot 2 = 40$.

1.4. Задаємося коефіцієнтом діаметра черв'яка q за методикою викладеною в п.п. 5.1.1.1.

Коефіцієнт діаметра черв'яка (формула 5.1.3):

$$q = 0,25z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

1.5. Визначаємо коефіцієнт навантаження.

Прийнявши $k_v = 1,4$, $\theta = 86$, $k_{pp} = 0,5$,

$$k_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - k_{pp}) = 1 + (50 / 86)^3 (1 - 0,5) = 1,1,$$

отримаємо:

$$k_H = k_\beta k_v = 1,1 \cdot 1,4 = 1,54.$$

1.6. Визначаємо мінімальну міжосьову відстань черв'ячної передачі. Приймаючи, що $k_a = 31 \text{ МПа}^{1/3}$ отримаємо:

$$\begin{aligned} a_{w\min} &= k_a \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 k_H q^2}{z_2^2 [\sigma_H]^2}} = \\ &= 31 \left(1 + \frac{40}{10}\right)^3 \sqrt[3]{\frac{571,82 \cdot 10^3 \cdot 1,54 \cdot 10^2}{40^2 \cdot 173,5^2}} \approx 189,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

1.7. Визначаємо модуль черв'ячної передачі:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_{w\min}}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \frac{189,5}{40} = 7,1 \dots 8,05 \text{ мм.}$$

Приймаємо (див. п.п. 5.1.1.1, табл. 5.1): $m = 8 \text{ мм}$.

1.8. Визначаємо основні розміри черв'яка та черв'ячного колеса (див. п.п. 5.1.1.1 – 5.1.1.3).

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм}; \quad d_2 = mz_2 = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм}.$$

Діаметри впадин черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань передачі:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(80 + 320) = 200 \text{ мм}.$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_2 = 72 \text{ мм}$.

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40)8 = 107,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_1 = 132 \text{ мм}$.

1.9. Визначаємо фактичне передаточне число U_ϕ черв'ячної передачі та його відхилення від заданого значення. Так як $U=U_\phi$, то відхилення дорівнює нулю.

1.10. Визначаємо кут підйому лінії витка γ (див. додаток 9, табл. 3) **та обчислюємо фактичне значення швидкості ковзання.**

Відповідно до додатку 9, табл. 3, отримуємо:

$$\gamma = 11^\circ 18' 36'' (11,3099^\circ).$$

Уточнена швидкість ковзання ($U=U_\phi$):

$$v_s = \frac{U_\phi \omega_2 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{20 \cdot 7,62 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2 \cos 11,3099^\circ} \approx 6,21 \text{ м/с}.$$

Уточнене значення допустимого контактного напруження:

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 6,21 = 144,75 \text{ МПа}.$$

1.11. Приймаємо наступні значення параметрів передачі:

$$a_w = 200 \text{ мм}; \quad m = 8 \text{ мм}; \quad z_1 = 2; \quad z_2 = 40; \quad q = 10; \quad U = 20.$$

1.12. Визначаємо сили, що діють в передачі (див. п.п. 5.1.5):

– колова сила, що діє на черв'ячне колесо

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 571,82 \cdot 10^3 / 320 \approx 3574 \text{ Н};$$

– осьова сила, що діє на черв'ячне колесо

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \text{tg} \gamma = 3574 \text{tg} 11,3099^\circ \approx 715 \text{ Н};$$

– радіальна сила, що діє на черв'ячне колесо

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha = 3574 \text{tg} 20^\circ \approx 1301 \text{ Н}.$$

1.13. Визначаємо ККД черв'ячної передачі.

Прийнявши $\varphi' = 1,5^0$ отримаємо

$$\eta = \frac{0,955 \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{0,955 \operatorname{tg} 11,3099^0}{\operatorname{tg}(11,3099^0 + 1,5^0)} = 0,84.$$

2. Перевірочні розрахунки.

2.1. Перевіряємо умову контактної міцності:

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}; \quad z_H = 1,8; \quad z_\varepsilon = 0,75; \quad k_H = 1,54.$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t2} k_H}{b_2 d_2}} = 210 \cdot 1,8 \cdot 0,75 \sqrt{\frac{3574 \cdot 1,54}{72 \cdot 320}} \approx 138,56 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного викришування і заїдання за безпечується, оскільки

$$\sigma_H = 138,56 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 144,75 \text{ МПа}.$$

2.2. Перевіряємо умову на втомний злам зубців при згині.

Еквівалентне число зубців колеса:

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11,3099^0 \approx 42,42.$$

Приймаємо наступні значення коефіцієнтів:

$$y_F = 1,52; \quad y_\varepsilon = 0,75; \quad y_\beta = 0,95; \quad k_H = 1,54.$$

Розрахункові напруження згину у зубцях шестерні та колеса:

$$\sigma_F = y_F y_\varepsilon y_\beta \frac{F_{t2} k_H}{b_2 m} = 1,52 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \frac{3574 \cdot 1,54}{72 \cdot 8} \approx 10,35 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки

$$\sigma_F = 10,35 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 159,5 \text{ МПа}.$$

2.3. Виконуємо перевірочні розрахунки на перевантаження.

Умови міцності за контактними напруженнями і на злам виконуються, оскільки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{k_n} = 138,56 \sqrt{2} \approx 196 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 860 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_F k_n = 10,35 \cdot 2 = 20,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}]_{\max} = 344 \text{ МПа}.$$

2.4. Виконуємо перевірку черв'яка на жорсткість.

Рівнодійна колової та радіальної сил, діючих на черв'як:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{715^2 + 1301^2} \approx 1484,5 \text{ Н}.$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка:

$$I_0 = \pi d_{f1}^4 / 64 = 3,14 \cdot 60,8^4 / 64 \approx 670786 \text{ мм}^4.$$

Орієнтовна відстань між опорами черв'яка:

$$l = 0,85d_2 = 0,85 \cdot 320 = 272 \text{ мм.}$$

Розрахункова стрілка прогину черв'яка, при $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$:

$$y = \frac{Fl^3}{48EI_0} = \frac{1484,5 \cdot 272^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 670786} \approx 0,0044 \text{ мм.}$$

Допустима стрілка прогину черв'яка, за якої ще можлива нормальна робота зачеплення:

$$[y] = (0,005 \dots 0,01)m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 8 = 0,04 \dots 0,08 \text{ мм.}$$

Жорсткість черв'яка достатня, оскільки:

$$y = 0,0044 \text{ мм} < [y] = 0,04 \dots 0,08 \text{ мм.}$$

2.5. Виконуємо тепловий розрахунок черв'ячної передачі.

Фактичний час роботи передачі $\Sigma t_i = 30 \text{ хв}$. Коефіцієнт роботи передачі:

$$\varphi_0 = \Sigma t_i / 60 = 30 / 60 = 0,5.$$

Приймаємо наступні значення величин:

- температура навколишнього середовища $t_0 = 20^0 \text{ C}$;
- коефіцієнт теплопередачі $k_t = 8,5 \text{ кВт/(м}^2 \cdot 0 \text{ C)}$;
- коефіцієнт ефективності ребер $k_p = 0,5$;
- площа поверхні ребер $S_p = 0,5 \text{ м}^2$.

Площа охолоджуваної поверхні корпусу:

$$S = 20a_w^2 + k_p S_p = 20 \cdot 0,2^2 + 0,5 \cdot 0,5 = 1,05 \text{ м}^2.$$

Температура мастила:

$$t_M = t_0 + \frac{465P_1(1-\eta)\varphi_0}{k_t S} = 20 + \frac{465 \cdot 5,5 \cdot (1-0,84) \cdot 0,5}{8,5 \cdot 1,05} \approx 43^0 \text{ C}.$$

Тепловий режим черв'ячної передачі забезпечується, оскільки:

$$t_M = 43^0 \text{ C} < [t_M] = 80 \dots 90^0 \text{ C}.$$

5.4. Контрольні запитання

1. Назвіть основні переваги та недоліки черв'ячних передач у порівнянні з іншими механічними передачами.
2. Чому черв'ячні передачі не рекомендується використовувати при передачі великих потужностей?
3. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їхнього визначення.
4. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.

5. Чому в черв'ячній передачі виникає ковзання та як воно впливає на роботу передачі?
6. З яких матеріалів виготовляють елементи черв'ячної передачі.
7. Назвіть основні причини виходу з ладу черв'ячних передач.
8. Які сили діють на черв'як та черв'ячне колесо, як вони направлені та за якими формулами визначаються?
9. Як визначається ККД черв'ячної передачі? Перелічіть основні фактори, які впливають на ККД.
10. Чому для черв'ячних передач обов'язково виконують тепловий розрахунок? У чому полягає суть цього розрахунку?
11. У чому полягає суть розрахунку черв'яка на жорсткість?
12. Які види перевіірочних розрахунків виконують для черв'ячної передачі?

Додатки

Додаток 1. До кінематичного розрахунку приводів

Таблиця 1. Коефіцієнти корисної дії механічних передач

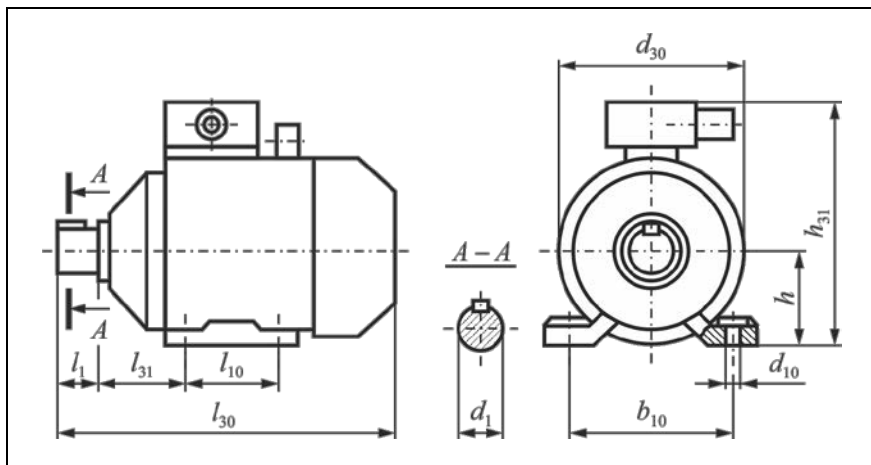
Елементи привода	ККД (η)
Зубчата передача (закрита): – циліндрична; – конічна.	0,96 ... 0,98 0,95 ... 0,97
Зубчата передача (відкрита): – циліндрична; – конічна.	0,92 ... 0,94 0,91 ... 0,93
Черв'ячна передача: – однозахідний черв'як; – двозахідний черв'як; – чотирьохзахідний черв'як.	0,7 ... 0,75 0,8 ... 0,85 0,85 ... 0,9
Пасова передача: – плоскопасова; – клинопасова; – поліклинова; – зубчасто-пасова.	0,94 ... 0,96 0,94 ... 0,96 0,94 ... 0,97 0,95 ... 0,98
Ланцюгова передача: – замкнена; – відкрита.	0,95 ... 0,97 0,91 ... 0,93
Підшипники кочення (одна пара):	0,99 ... 0,995
Підшипники ковзання (одна пара): – при рідинному терті; – при напіврідкому терті.	0,99 ... 0,995 0,975 ... 0,985
Муфти компенсуючі:	0,985 ... 0,995

**Таблиця 2. Основні технічні дані асинхронних двигунів серії 4А
(по ДСТУ 19523–81)**

Потужність $P_{дв.н}, кВт$	Тип двигуна	Частота обертання номінальна $n_{дв.н}, об/хв$	$k_T = \frac{T_{max}}{T_{ном}}$
1	2	3	4
Синхронна частота обертання 3000 об/хв			
1,1	4A71B2Y3	2810	2,2
1,5	4A80A2Y3	2850	2,2
2,2	4A80B2Y3	2850	2,2
3,0	4A90L2Y3	2840	2,2
4,0	4A100S2Y3	2880	2,2
5,5	4A100L2Y3	2880	2,2
7,5	4A112M2Y3	2900	2,2
11,0	4A132M2Y3	2900	2,2
15,0	4A160S2Y3	2940	2,2
18,5	4A160M2Y3	2940	2,2
22,0	4A180S2Y3	2945	2,2
30,0	4A180M2Y3	2945	2,2
37,0	4A200M2Y3	2945	2,2
45,0	4A200L2Y3	2945	2,2
Синхронна частота обертання 1500 об/хв			
1,1	4A80A4Y3	1420	2,2
1,5	4A80B4Y3	1415	2,2
2,2	4A90L4Y3	1425	2,2
3,0	4A100S4Y3	1435	2,2
4,0	4A100L4Y3	1430	2,2
5,5	4A112M4Y3	1445	2,2
7,5	4A132S4Y3	1455	2,2
11,0	4A132M4Y3	1460	2,2
15,0	4A160S4Y3	1465	2,2
18,5	4A180M4Y3	1465	2,2
22,0	4A180M4Y3	1470	2,2
30,0	4A180M4Y3	1470	2,2
37,0	4A200M4Y3	1475	2,2
45,0	4A200L4Y3	1475	2,2

Синхронна частота обертання 1000 об/хв			
1,1	4A80B6Y3	920	2,0
1,5	4A90L6Y3	935	2,0
2,2	4A100L6Y3	950	2,0
3,0	4A112MA6Y3	955	2,0
4,0	4A112MB6Y3	950	2,0
5,5	4A132S6Y3	955	2,0
7,5	4A132M6Y3	970	2,0
11,0	4A160S6Y3	975	2,0
15,0	4A160M6Y3	975	2,0
18,5	4A180M6Y3	975	2,0
22,0	4A200M6Y3	975	2,0
30,0	4A200L6Y3	980	2,0
Синхронна частота обертання 750 об/хв			
1,1	4A90LB8Y3	700	1,7
1,5	4A100LB8Y3	700	1,7
2,2	4A112MA8Y3	700	2,2
3,0	4A112MB8Y3	700	2,2
4,0	4A132S8Y3	720	2,2
5,5	4A132M8Y3	720	2,2
7,5	4A160S8Y3	730	2,2
11,0	4A160M8Y3	730	2,2
15,0	4A180M8Y3	730	2,0
18,5	4A200M8Y3	735	2,2
22,0	4A200L8Y3	730	2,2
30,0	4A225M8Y3	735	2,0

Таблиця 3. Габаритні та приєднувальні розміри асинхронних двигунів серії 4А (по ДСТУ 19523–81)



Марка двигуна	Розміри, мм										Маса, кг			
	габаритні			установочні та приєднувальні										
	l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_{10}	h				
4A71A,B	273	188	200	40	90	45	19	7	112	71	15,1			
4A80A	300	207		50	100	50	22	10	125	80	17,5			
4A80B	320	207			125	56	24		140	90	20			
4A90L	350	217	250	60	112	63	28	12	160	100	36			
4A100S	376	227			140	70	32		190	112	56			
4A100L	420	277		80	89	38	216		132	77				
4A112M	475	297	350	80	178	108	42	15	254	160	93			
4A132S	510	345									210	48	130	
4A132M	498	325	400	110	210	121	48	19	279	180	145			
4A160S2	625	435									350	203	48	165
4A160S4-8														
4A160M2	670	460	400	140	267	133	55	19	318	200	160			
4A160M4-8											145			
4A180S2	700	460	400	110	305	133	60	19	318	200	165			
4A180M2											185			
4A180M4-8	740	505	450	140	267	133	55	19	318	200	195			
4A200M2											255			
4A200M4-8	775	535	550	110	305	149	60	19	356	225	270			
4A200L2											280			
4A200L4-8	865	535	550	140	311	149	65	19	356	225	310			
4A225M8											355			

**Таблиця 4. Номінальні передаточні числа U передач
(ДСТУ 25301-95)**

1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд
1	1,12	160	180
1,25	1,4	200	224
1,6	1,8	250	280
2	2,24	315	355
2,5	2,8	400	450
3,15	3,55	500	560
4	4,5	630	710
5	5,6	800	900
6,3	7,1	1000	1120
8	9	1250	1400
10	11,2	1600	1800
12,5	14	2000	2240
16	18	2500	2800
20	22,4	3150	3550
25	28	4000	4500
31,5	35,5	5000	5600
40	45	6300	7100
50	56	8000	9000
63	71	10000	11200
80	90	12500	14000
100	112	16000	–
125	140	–	–

Примітка. Фактичні значення передаточних чисел, %, не повинні відрізнятися від номінальних більше ніж на:
 3 – для одноступінчастих редукторів;
 4 – для двоступінчастих редукторів;
 5 – для трьохступінчастих редукторів;
 6,3 – для багатоступінчастих редукторів.

Таблиця 5. Передаточні числа окремих передач привода

Тип передачі та рекомендований діапазон передаточних чисел	Ряди рекомендованих передаточних чисел U	U_{\max}
Зубчата передача (закрита): – циліндрична (2...6,3); – конічна (2...5).	1-й ряд: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3. 2-й ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6. 1-й ряд: 2; 2,5; 3,15; 4; 5. 2-й ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5.	8 6,3
Зубчата передача (відкрита): – циліндрична (3,15...6,3); – конічна (3,15...5).	1-й ряд: 3,15; 4; 5; 6,3. 2-й ряд: 3,55; 4,5; 5,6. 1-й ряд: 3,15; 4; 5. 2-й ряд: 3,55; 4,5.	8 6,3
Черв'ячна передача: – однозахідний черв'як (25...63); – двозахідний черв'як (16...40); – чотирьохзахідний черв'як (8...31,5).	1-й ряд: 25; 31,5; 40; 50; 63. 2-й ряд: 28; 33,5; 45; 56. 1-й ряд: 16; 20; 25; 31,5; 40. 2-й ряд: 18; 22,4; 28; 33,5. 1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5. 2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28.	80 63 40
Пасові передачі: – плоскопасова (1,6...4); – клинопасова (1,6...5); – поліклінова (1,6...6,3); – зубчато-пасова (1,6...8).	1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4. 2-й ряд: 1,8; 2,24; 2,8; 3,55. 1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5. 2-й ряд: 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5. 1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3. 2-й ряд: 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6. 1-й ряд: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8. 2-й ряд: 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1.	6,3 8 8 10
Ланцюгова передача: (2...6,3)	1-й ряд: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3. 2-й ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6.	8
Примітка. Для редукторів серійного та масового виробництва обов'язково використовувати стандартні значення передаточних чисел.		

Додаток 2. До розрахунку плоскопасових передач

Таблиця 1. ДСТ 17383–72 Стандартний ряд діаметрів шківів, мм

40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
--

Таблиця 2. Плоскі прогумовані паси по ДСТУ 23831–79

Технічні характеристики	Прокладки з тканини				
	Б-800	БКНЛ	ТА-150, ТК-150	ТК-200	ТА-300, ТК-300
Номінальна міцність ширини прокладки по основі, $H/мм$	55	55	150	200	300
Найбільше допустиме навантаження p_0 на прокладку, $H/мм$ ширини	3	3	10	13	20
Розрахункова товщина прокладки δ_0 з гумовим прошарком, мм	1,5	1,2	1,3	1,4	1,5
Число прокладок z при ширині ремня b , мм					
20...71	3...5	3...5	–	–	–
80...112	3...6	3...6	3...4	3...4	3
115...600	3...6	3...6	3...5	3...4	3...4
700...1200	3...6	3...6	3...5	3...6	3...6
Примітка. Тканина прокладок: Б-800 – бавовняна; БКНЛ – з ниток поліефіра та бавовни; ТА, ТК – 150, – 200, – 300 – синтетична.					

Таблиця 3. Значення коефіцієнта c_θ впливу розташування передачі та способу регулювання натягу паси

Тип передачі	Кут нахилу до горизонту θ , град		
	0...60	60...80	80...90
Періодично регульована:			
відкрита	1	0,9	0,8
перехресна	0,9	0,8	0,7
напівперехресна	0,8	0,7	0,6
Автоматично регульована	1		

**Таблиця 4. Значення коефіцієнта динамічності навантаження c_p
(по ДСТУ 1284.3–96)**

Режим роботи	c_p при числі змін								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	I			II			III		
Легкий	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Середній	1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Важкий	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Дуже важкий	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2
<p>Примітка.</p> <p>I – Електродвигуни змінного струму загальнопромислового призначення. II – Електродвигуни постійного струму компаундні, ДВЗ при $n \geq 600$ об/хв. III – Електродвигуни змінного струму з великим пусковим моментом, ДВЗ при $n < 600$ об/хв.</p> <p>Легкий режим роботи (до 120% від номінального):</p> <ul style="list-style-type: none"> - верстати з неперервним процесом різання (токарні, свердлильні, шліфувальні), легкі вентилятори, насоси і компресори (відцентрові, роторні), стрічкові конвеєри, легкі грохоти, машини для очистки та завантаження зерна. <p>Середній режим роботи (до 150% від номінального):</p> <ul style="list-style-type: none"> - верстати фрезерні, зубофрезерні та револьверні, поліграфічні машини, поршневі насоси і компресори з 3-ма і більше циліндрами, вентилятори середнього типу, ланцюгові конвеєри, елеватори, дискові пили, важкі грохоти. <p>Важкий режим роботи (до 200% від номінального):</p> <ul style="list-style-type: none"> - верстати стругальні, довбальні, деревообробні, насоси і компресори з одним або двома циліндрами, вентилятори важкого типу, шнеки, преси. <p>Дуже важкий режим роботи (до 300% від номінального):</p> <ul style="list-style-type: none"> - підйомники, екскаватори, ножиці, молоти, млини, лісопилорами, дробарки. 									

Таблиця 5. Ширина B обода шківів в залежності від ширини паса по ДСТУ 17383–73 та розміри стріли випуклості

b , мм	B , мм	b , мм	B , мм	b , мм	B , мм	b , мм	B , мм
40	50	100	112	200	224		
50	63	112	125	224	250	400	450
63	71	125	140	250	280	450	500
71	80	140	160	280	315	500	560
80	90	160	180	315	355	560	630
90	100	180	200	355	400		

Примітка. Значення b остаточно вибирають зі стандартного ряду: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, 250, (275), 280, (300), 315, (350), 355, (375), 400, 450, 500, (550), 560, (600), 700, 750, 800, (850), 900, 1000, (1050), 1100, 1200. Значення в дужках застосовувати не рекомендується.

Ширина обода B	Діаметр шківів D , мм				
	250...280	315...355	400...450	500...560	630...1000
	Стріла випуклості y , мм				
до 125	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0
125...160					1,5
більше 160			1,2	1,5	2,0

Додаток 3. До розрахунку клинопасових передач

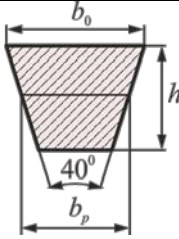
Таблиця 1. Переріз паса в залежності від потужності, яка передається, та швидкості паса

Потужність яка передається, кВт	Рекомендовані перерізи пасів при швидкості v , м/с		
	до 5	5...10	10 і вище
<i>Нормальні паси</i>			
<1	0, А	0, А	0
1...2	0, А, Б		0, А
2...4	А, Б	А, Б	А, Б
4...7,5	Б, В		Б, В
7,5...15	В	В, Г	В, Г
15...30	–	Г, Д	Г, Д
30...60	–	Д	
60...120	–	Д, Е	Д, Е
120...200	–	–	
>200	–	–	Д, Е
<i>Вузькі паси</i>			
<4	У0		
4...15	УА	У0, УА	
15...60	–	УБ	УБ, УА
>60	–	УВ	УБ, УВ

Таблиця 2. Переріз паса в залежності від крутного моменту на швидкохідному валу

Переріз паса	Крутний момент на швидкохідному валу, Н·м
0	<30
А	15...60
Б	50...150
В	120...600
Г	450...2400
Д	>2400
Е	
У0	<150
УА	90...400
УБ	300...2000
УВ	>1500

Таблиця 3. Клинові паси (по ДСТ 1284.1-80)



Тип паса	Позначення	Розміри, мм			A, мм ²	d _{1min} , мм	q, кг/м
		b ₀	h	b _p			
Нормальні	0	10	6	8,5	47	63	0,06
	A	13	8	11	81	90	0,1
	Б	17	10,5	14	138	125	0,18
	В	22	13,5	19	230	200	0,3
	Г	32	19	27	476	315	0,6
	Д	38	23,5	32	692	500	0,9
Вузькі	У0	10	8	8,5	56	63	0,07
	УА	13	10	11	95	90	0,12
	УБ	17	13	14	158	140	0,2
	УВ	22	18	19	278	224	0,37

Таблиця 4. Інтервали довжин паса

Переріз паса	Інтервал довжин, мм
0	400...2500
A	560...4000
Б	900...6300
В	1800...10600
Г	3150...15000
Д	4750...18000
Е	6300...18000
У0	630...3350
УА	800...4500
УБ	1250...8000
УВ	2240...12500

Примітка.
 Стандартний ряд довжин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.
 У теоретично обґрунтованих випадках допускаються проміжні значення: 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800.

Таблиця 5. Номінальна потужність P_0 , кВт, яка передається одним клиновим пасом нормального перерізу (по ДСТУ 1284.3–96)

Переріз ременя (l_0 , мм)	d_1 , мм	$\frac{n_1}{n_2}$	Частота обертання n_1 , об/хв								
			400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
0 (1320)	63	1,2	0,18	0,32	0,44	0,55	0,63	0,75	0,83	0,91	
		1,5	0,19	0,33	0,45	0,57	0,67	0,77	0,86	0,94	
		≥3	0,19	0,34	0,47	0,59	0,69	0,79	0,88	0,97	
	71	1,2	0,22	0,39	0,54	0,69	0,82	0,94	1,05	1,14	
		1,5	0,23	0,4	0,56	0,71	0,84	0,97	1,08	1,18	
		≥3	0,23	0,42	0,58	0,73	0,87	1	1,11	1,22	
	80	1,2	0,26	0,47	0,66	0,84	1	1,15	1,28	1,4	
		1,5	0,27	0,49	0,68	0,86	1,03	1,18	1,32	1,45	
		≥3	0,28	0,5	0,71	0,89	1,06	1,22	1,36	1,49	
	90	1,2	0,31	0,56	0,79	1	1,2	1,37	1,53	1,67	
		1,5	0,32	0,58	0,82	1,03	1,23	1,42	1,58	1,73	
		≥3	0,33	0,6	0,84	1,07	1,27	1,46	1,63	1,78	
	100	1,2	0,36	0,65	0,92	1,16	1,39	1,59	1,77	1,93	
		1,5	0,37	0,67	0,95	1,2	1,43	1,64	1,83	1,99	
		≥3	0,38	0,7	0,98	1,24	1,48	1,69	1,89	2,05	
	112	1,2	0,42	0,76	1,07	1,35	1,61	1,84	2,04	2,21	
		1,5	0,43	0,78	1,1	1,4	1,66	1,9	2,11	2,28	
		≥3	0,44	0,81	1,14	1,44	1,72	1,96	2,17	2,35	
	A (1700)	90	1,2	0,41	0,72	0,99	1,23	1,43	1,61	1,76	1,87
			1,5	0,43	0,75	1,02	1,27	1,48	1,66	1,82	1,94
			≥3	0,44	0,77	1,05	1,31	1,53	1,71	1,87	2
		100	1,2	0,5	0,88	1,22	1,52	1,78	2,01	2,19	2,34
			1,5	0,52	0,91	1,25	1,57	1,84	2,07	2,27	2,42
			≥3	0,53	0,94	1,3	1,62	1,89	2,14	2,34	2,49
112		1,2	0,6	1,07	1,49	1,86	2,18	2,46	2,69	2,86	
		1,5	0,62	1,11	1,54	1,92	2,25	2,54	2,78	2,96	
		≥3	0,64	1,14	1,59	1,98	2,33	2,62	2,87	3,05	
125		1,2	0,71	1,28	1,77	2,22	2,61	2,93	3,19	3,38	
		1,5	0,74	1,32	1,83	2,29	2,69	3,03	3,3	3,49	
		≥3	0,76	1,36	1,89	2,36	2,78	3,12	3,4	3,6	
140		1,2	0,84	1,51	2,1	2,62	3,07	3,44	3,72	3,91	
		1,5	0,86	1,56	2,17	2,71	3,17	3,56	3,85	4,03	
		≥3	0,89	1,6	2,24	2,79	3,27	3,67	3,87	4,16	
160		1,2	1	1,81	2,52	3,14	3,66	4,07	4,35	4,48	
		1,5	1,03	1,87	2,6	3,24	3,78	4,2	4,49	4,63	
		≥3	1,07	1,93	2,69	3,35	3,9	4,33	4,63	4,78	
180		1,2	1,16	2,1	2,93	3,63	4,2	4,62	4,86	4,9	
		1,5	1,2	2,17	3,03	3,75	4,34	4,77	5,02	5,05	
		≥3	1,24	2,24	3,12	3,87	4,48	4,92	5,18	5,22	

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Б (2240)	125	1,2	0,9	1,54	2,07	2,5	2,83	3,05	3,15	–
		1,5	0,93	1,59	2,13	2,58	2,92	3,15	3,25	–
		≥3	0,96	1,64	2,2	2,66	3,01	3,25	3,36	–
	140	1,2	1,12	1,95	2,64	3,21	3,66	3,96	4,1	–
		1,5	1,16	2,01	2,72	3,32	3,78	4,09	4,23	–
		≥3	1,2	2,08	2,82	3,42	3,9	4,22	4,36	–
	160	1,2	1,41	2,48	3,39	4,13	4,7	5,08	5,22	–
		1,5	1,46	2,57	3,5	4,27	4,86	5,25	5,38	–
		≥3	1,51	2,65	3,61	4,4	5,01	5,41	5,56	–
	180	1,2	1,7	3,01	4,11	5,01	5,67	6,07	6,16	–
		1,5	1,76	3,11	4,25	5,17	5,86	6,27	6,36	–
		≥3	1,81	3,21	4,38	5,34	6,05	6,47	6,56	–
	200	1,2	1,98	3,53	4,82	5,84	6,56	6,93	6,89	–
		1,5	2,05	3,64	4,97	6,03	6,78	7,15	7,13	–
		≥3	2,11	3,76	5,13	6,22	6,99	7,42	7,38	–
	224	1,2	2,32	4,13	5,63	6,77	7,55	7,8	–	–
		1,5	2,4	4,27	5,81	6,9	7,8	8,08	–	–
		≥3	2,47	4,4	6	7,22	8,05	8,31	–	–
	250	1,2	2,68	4,77	6,47	7,74	8,42	8,44	–	–
		1,5	2,77	4,93	6,68	8	8,7	8,71	–	–
		≥3	2,85	5,08	6,89	8,25	8,97	8,99	–	–
	280	1,2	3,09	5,49	7,42	8,69	9,2	–	–	–
		1,5	3,19	5,67	7,66	8,97	9,5	–	–	–
		≥3	3,29	5,85	7,91	9,26	9,8	–	–	–
Б (3750)	200	1,2	2,58	4,35	5,66	6,5	6,79	–	–	–
		1,5	2,67	4,49	5,85	6,71	7,01	–	–	–
		≥3	2,75	4,64	6,03	6,93	7,23	–	–	–
	224	1,2	3,2	5,47	7,18	8,29	8,63	–	–	–
		1,5	3,31	5,65	7,45	8,56	8,91	–	–	–
		≥3	3,41	5,83	7,69	8,83	9,19	–	–	–
	250	1,2	3,87	6,66	8,78	10,03	10,2	–	–	–
		1,5	4	6,88	9,07	10,36	10,62	–	–	–
		≥3	4,12	7,1	9,36	10,69	10,96	–	–	–
	280	1,2	4,63	8,04	10,49	11,83	11,81	–	–	–
		1,5	4,78	8,3	10,82	12,21	12,19	–	–	–
		≥3	4,93	8,57	11,17	12,6	12,58	–	–	–
	315	1,2	5,5	9,55	12,33	13,6	12,99	–	–	–
		1,5	5,68	9,86	12,73	14,05	13,41	–	–	–
		≥3	5,86	10,17	13,14	14,49	13,83	–	–	–
	355	1,2	6,47	11,19	14,23	15,18	–	–	–	–
		1,5	6,69	11,56	14,7	15,67	–	–	–	–
		≥3	6,9	11,92	15,16	16,17	–	–	–	–
	400	1,2	7,6	12,94	16,08	–	–	–	–	–
		1,5	7,84	13,37	16,61	–	–	–	–	–
		≥3	8,09	13,79	17,13	–	–	–	–	–

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Г (6000)	315	1,2	7,78	13,32	17,95	-	-	-	-	-
		1,5	8,08	13,81	18,62	-	-	-	-	-
		≥3	8,29	14,19	19,12	-	-	-	-	-
	355	1,2	9,88	15,86	18,45	-	-	-	-	-
		1,5	10,2	16,38	19,06	-	-	-	-	-
		≥3	10,52	16,9	19,66	-	-	-	-	-
	400	1,2	12,25	19,75	22,68	-	-	-	-	-
		1,5	12,64	20,4	23,42	-	-	-	-	-
		≥3	13,04	21,04	24,16	-	-	-	-	-
	450	1,2	14,82	23,81	26,58	-	-	-	-	-
		1,5	15,3	24,58	27,44	-	-	-	-	-
		≥3	15,78	25,36	28,31	-	-	-	-	-
	500	1,2	17,33	27,56	29,54	-	-	-	-	-
		1,5	17,9	28,45	30,5	-	-	-	-	-
		≥3	18,46	29,35	31,47	-	-	-	-	-
	560	1,2	20,27	31,62	-	-	-	-	-	-
		1,5	20,93	32,65	-	-	-	-	-	-
		≥3	21,59	33,68	-	-	-	-	-	-
	630	1,2	23,59	35,71	-	-	-	-	-	-
		1,5	24,36	36,88	-	-	-	-	-	-
		≥3	25,13	38,04	-	-	-	-	-	-
	710	1,2	27,23	39,44	-	-	-	-	-	-
		1,5	28,12	40,73	-	-	-	-	-	-
		≥3	29,01	42,02	-	-	-	-	-	-
800	1,2	31,12	42,32	-	-	-	-	-	-	
	1,5	32,13	43,7	-	-	-	-	-	-	
	≥3	33,15	45,08	-	-	-	-	-	-	
Д (7100)	500	1,2	19,85	29,5	-	-	-	-	-	-
		1,5	20,49	30,46	-	-	-	-	-	-
		≥3	21,14	31,43	-	-	-	-	-	-
	560	1,2	24,07	35,34	-	-	-	-	-	-
		1,5	24,85	36,49	-	-	-	-	-	-
		≥3	25,64	37,65	-	-	-	-	-	-
	630	1,2	28,83	41,21	-	-	-	-	-	-
		1,5	29,77	42,56	-	-	-	-	-	-
		≥3	30,71	43,9	-	-	-	-	-	-
	710	1,2	34,06	46,57	-	-	-	-	-	-
		1,5	35,17	48,09	-	-	-	-	-	-
		≥3	36,28	49,61	-	-	-	-	-	-
	800	1,2	39,64	-	-	-	-	-	-	-
		1,5	40,94	-	-	-	-	-	-	-
		≥3	42,23	-	-	-	-	-	-	-
	900	1,2	45,56	-	-	-	-	-	-	-
		1,5	46,95	-	-	-	-	-	-	-
		≥3	48,43	-	-	-	-	-	-	-

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
E (8500)	800	1,2	41,51	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	43,13	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	44,82	–	–	–	–	–	–	–
	900	1,2	49,02	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	50,64	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	52,26	–	–	–	–	–	–	–
	1000	1,2	55,86	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	57,48	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	59,17	–	–	–	–	–	–	–
	1120	1,2	65,21	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	66,83	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	68,45	–	–	–	–	–	–	–
	1250	1,2	71,24	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	72,57	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	73,75	–	–	–	–	–	–	–
	1400	1,2	77,5	–	–	–	–	–	–	–
		1,5	79,12	–	–	–	–	–	–	–
		≥3	80,81	–	–	–	–	–	–	–

Таблиця 6. Номінальна потужність P_0 , кВт, яка передається одним клиновим пасом вузького перерізу (по ДСТУ 1284.3–96)

Переріз ременя (l_0 , мм)	d_1 , мм	$\frac{n_1}{n_2}$	Частота обертання n_1 , об/хв							
			400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
V0 (1600)	63	1,2	0,39	0,68	0,94	1,17	1,38	1,57	1,74	1,89
		1,5	0,41	0,72	1	1,25	1,48	1,69	1,88	2,06
		≥3	0,43	0,76	1,06	1,33	1,58	1,81	2,03	2,22
	71	1,2	0,49	0,87	1,2	1,51	1,79	2,05	2,29	2,51
		1,5	0,51	0,91	1,26	1,59	1,9	2,18	2,43	2,67
		≥3	0,53	0,95	1,33	1,68	2	2,3	2,58	2,83
	80	1,2	0,59	1,07	1,5	1,89	2,25	2,59	2,9	3,18
		1,5	0,61	1,11	1,56	1,97	2,36	2,71	3,04	3,34
		≥3	0,64	1,15	1,62	2,06	2,46	2,84	3,18	3,51
	90	1,2	0,71	1,3	1,82	2,31	2,76	3,17	3,55	3,9
		1,5	0,74	1,34	1,88	2,39	2,86	3,3	3,7	4,06
		≥3	0,76	1,38	1,95	2,47	2,96	3,42	3,84	4,23
	100	1,2	0,83	1,52	2,14	2,72	3,25	3,74	4,19	4,59
		1,5	0,85	1,56	2,2	2,8	3,35	3,86	4,33	4,76
		≥3	0,87	1,6	2,27	2,88	3,46	3,99	4,48	4,92

Продовження таблиці 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
У0 (1600)	112	1,2	0,98	1,78	2,52	3,2	3,83	4,41	4,93	5,39	
		1,5	1	1,83	2,58	3,28	3,93	4,53	5,07	5,55	
		≥3	1,02	1,87	2,65	3,37	4,04	4,65	5,21	5,72	
	125	1,2	1,13	2,07	2,93	3,72	4,44	5,1	5,69	6,21	
		1,5	1,15	2,11	2,99	3,8	4,54	5,22	5,93	6,37	
		≥3	1,17	2,15	3,05	3,88	4,65	5,35	5,98	6,53	
	140	1,2	1,3	2,39	3,39	4,3	5,13	5,87	6,53	7,08	
		1,5	1,32	2,43	3,45	4,38	5,23	6	6,67	7,25	
		≥3	1,34	2,47	3,51	4,46	5,33	6,12	6,81	7,41	
	160	1,2	1,53	2,82	3,98	5,05	6	6,84	7,56	8,13	
		1,5	1,55	2,86	4,05	5,13	6,11	6,97	7,7	8,3	
		≥3	1,57	2,9	4,11	5,21	6,21	7,09	7,85	8,46	
	180	1,2	1,76	3,23	4,57	5,77	6,84	7,75	8,49	9,04	
		1,5	1,78	3,28	4,63	5,86	6,94	7,87	8,63	9,21	
		≥3	1,8	3,32	4,69	5,94	7,04	8	8,78	9,37	
	У4 (2500)	90	1,2	0,85	1,49	2,04	2,53	2,96	3,33	3,64	3,9
			1,5	0,89	1,58	2,18	2,71	3,19	3,6	3,96	4,27
			≥3	0,94	1,67	2,32	2,9	3,42	3,88	4,29	4,63
100		1,2	1,03	1,84	2,54	3,17	3,73	4,22	4,64	4,98	
		1,5	1,08	1,93	2,68	3,36	3,96	4,5	4,96	5,35	
		≥3	1,13	2,02	2,82	3,54	4,19	4,78	5,29	5,72	
112		1,2	1,26	2,26	3,14	3,94	4,64	5,27	5,79	6,23	
		1,5	1,3	2,35	3,28	4,12	4,87	5,54	6,12	6,6	
		≥3	1,35	3,44	3,42	4,3	5,11	5,82	6,44	6,96	
125		1,2	1,5	2,7	3,78	4,75	5,61	6,36	6,99	7,49	
		1,5	1,54	2,8	3,92	4,93	5,84	6,63	7,31	7,86	
		≥3	1,59	2,89	4,06	5,12	6,07	6,91	7,63	8,23	
140		1,2	1,77	3,21	4,5	5,66	6,68	7,56	8,29	8,85	
		1,5	1,82	3,31	4,64	5,84	6,91	7,84	8,61	9,22	
		≥3	1,86	3,4	4,78	6,03	7,14	8,12	8,94	9,56	
160		1,2	2,13	3,88	5,45	6,84	8,06	9,08	9,89	10,5	
		1,5	2,18	3,98	5,59	7,03	8,29	9,36	10,2	10,8	
		≥3	2,22	4,07	5,73	7,21	8,52	9,63	10,5	11,2	
180		1,2	2,49	4,54	6,37	7,99	9,37	10,5	11,3	11,8	
		1,5	2,53	4,64	6,51	8,17	9,6	10,7	11,6	12,2	
		≥3	2,58	4,73	6,65	8,35	9,83	11,0	12	12,6	
200		1,2	2,84	5,19	7,27	9,08	10,6	11,8	12,6	12,9	
		1,5	2,89	5,29	7,41	9,27	10,8	12,1	12,9	13,3	
		≥3	2,93	5,38	7,55	9,45	11,1	12,3	13,2	13,7	
224		1,2	3,26	5,96	8,33	10,3	12	13,1	13,8	13,9	
		1,5	3,3	6,05	8,46	10,5	12,2	13,4	14,1	14,2	
		≥3	3,35	6,14	8,6	10,7	12,4	13,7	14,4	14,6	
250		1,2	3,71	6,77	9,43	11,6	13,3	14,4	14,8	14,4	
		1,5	3,75	6,87	9,56	11,8	13,5	14,7	15,1	14,7	
		≥3	3,8	6,96	9,7	12	13,8	15	15,4	15,1	

Продовження таблиці 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VB (3550)	140	1,2	2,12	3,74	5,14	6,32	7,29	8,03	8,52	8,73
		1,5	2,21	3,94	5,43	6,71	7,78	8,61	9,2	9,51
		≥3	2,31	4,13	5,72	7,1	8,26	9,2	9,89	10,29
	160	1,2	2,66	4,76	6,57	8,11	9,36	10,3	10,89	11,09
		1,5	2,76	4,96	6,86	8,5	9,85	10,88	11,57	11,87
		≥3	2,86	5,15	7,15	8,89	10,33	11,47	12,25	12,65
	180	1,2	3,2	5,76	7,97	9,83	11,32	12,39	12,98	13,05
		1,5	3,3	5,96	8,26	10,22	11,8	12,97	13,66	13,83
		≥3	3,4	6,15	8,55	10,61	12,29	13,56	14,35	14,61
	200	1,2	3,74	6,75	9,33	11,48	13,15	14,28	14,78	14,57
		1,5	3,84	6,94	9,62	11,87	13,64	14,86	15,46	15,36
		≥3	3,93	7,14	9,91	12,26	14,13	15,45	16,14	16,14
	224	1,2	4,37	7,91	10,92	13,37	15,19	16,27	16,51	15,78
		1,5	4,47	8,1	11,21	13,76	15,68	16,86	17,19	16,57
		≥3	4,57	8,3	11,5	14,15	16,16	17,44	17,87	17,35
	250	1,2	5,05	9,14	12,57	15,29	17,17	18,06	17,81	16,25
		1,5	5,15	9,33	12,87	15,68	17,66	18,65	18,49	17,03
		≥3	5,25	9,53	13,16	16,07	18,15	19,23	19,17	17,81
	280	1,2	5,83	10,53	14,41	17,34	19,14	19,6	18,49	15,6
		1,5	5,93	10,72	14,7	17,73	19,63	20,18	19,18	16,38
		≥3	6,02	10,92	14,99	18,12	20,12	20,77	19,86	17,16
	315	1,2	6,72	12,11	16,43	19,48	20,97	20,61	18,07	13,03
		1,5	6,82	12,3	16,72	19,87	21,46	21,2	18,76	13,81
		≥3	6,92	12,5	17,01	20,26	21,95	21,78	19,44	14,59
	355	1,2	7,73	13,85	18,57	21,56	22,39	20,63	15,81	7,47
		1,5	7,82	14,04	18,86	21,95	22,88	21,22	16,5	8,25
		≥3	7,92	14,24	19,16	22,34	23,37	21,8	17,18	9,03
	400	1,2	8,84	15,73	20,75	23,4	23,04	19,04	10,74	–
		1,5	8,94	15,92	21,05	23,79	23,53	19,63	11,42	–
		≥3	9,03	16,12	21,34	24,18	24,02	20,21	12,1	–
VB (5600)	224	1,2	5,67	9,95	13,33	15,73	16,98	16,88	15,25	11,85
		1,5	5,91	10,43	14,05	16,69	18,17	18,32	16,92	13,77
		≥3	6,15	10,91	14,77	17,65	19,37	19,76	18,6	15,68
	250	1,2	6,79	11,98	16,05	18,83	20,1	19,57	16,96	11,96
		1,5	7,03	12,46	16,77	19,79	21,3	21,01	18,64	13,88
		≥3	7,27	12,94	17,49	20,75	22,5	22,45	20,32	15,8
	280	1,2	8,07	14,27	19,04	22,12	23,15	21,73	17,47	9,93
		1,5	8,31	14,75	19,76	23,07	24,35	23,17	19,15	11,85
		≥3	8,55	15,23	20,48	24,03	25,54	24,61	20,83	13,77
	315	1,2	9,55	16,86	22,32	25,5	25,87	22,86	15,88	–
		1,5	9,79	17,34	23,04	26,46	27,07	24,3	17,56	–
		≥3	10,03	17,82	23,76	27,42	28,26	25,74	19,24	–
	355	1,2	11,2	19,72	25,78	28,72	27,77	22,1	–	–
		1,5	11,44	20,2	26,5	29,68	28,97	23,54	–	–
		≥3	11,68	20,68	27,22	30,64	30,17	24,98	–	–

Продовження таблиці 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>УВ</i> (5600)	400	1,2	13,04	22,8	29,27	31,45	28,21	18,35	–	–
		1,5	13,28	23,28	29,99	32,41	29,41	19,79	–	–
		≥3	13,52	23,76	30,7	33,37	30,6	21,23	–	–
	450	1,2	15,04	26,03	32,59	33,25	26,34	–	–	–
		1,5	15,28	26,51	33,31	34,21	27,54	–	–	–
		≥3	15,52	26,99	34,03	35,16	28,74	–	–	–
	500	1,2	17	29,05	35,29	33,62	21,74	–	–	–
		1,5	17,24	29,53	36,01	34,57	22,94	–	–	–
		≥3	17,48	30,01	36,73	35,53	24,14	–	–	–
	560	1,2	19,3	32,39	37,62	31,97	–	–	–	–
		1,5	19,54	32,87	38,34	32,93	–	–	–	–
		≥3	19,78	33,35	39,06	33,89	–	–	–	–
	630	1,2	21,9	35,84	38,96	26,88	–	–	–	–
		1,5	22,14	36,32	39,68	27,84	–	–	–	–
		≥3	22,38	36,8	40,4	28,79	–	–	–	–

Таблиця 7. Значення коефіцієнта кута обхвату c_α
(по ДСТУ 1284.3–96)

α_1 , град	c_α	α_1 , град	c_α
220	1,08	150	0,92
210	1,06	140	0,89
200	1,04	130	0,86
190	1,02	120	0,82
180	1	110	0,78
170	0,98	100	0,74
160	0,95	90	0,69

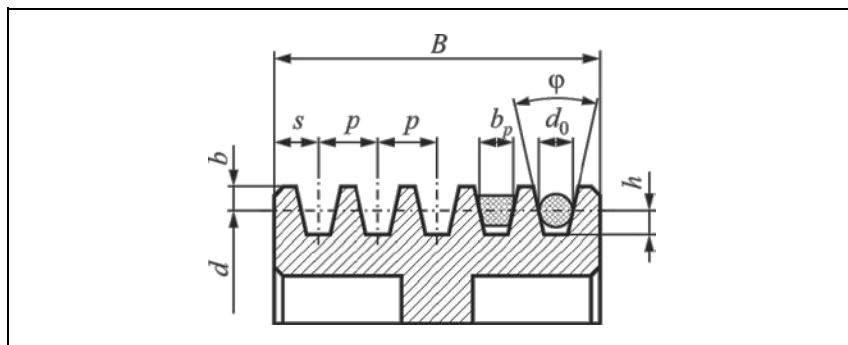
Таблиця 8. Значення коефіцієнта c_l довжини для клинових пасів нормального перерізу, вузьких клинових та поліклинових пасів

Тип паса	Значення c_l при l/l_0								
	0,4	0,5	0,66	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8
Клиновий нормального перерізу	0,82	0,86	0,89	0,95	1	1,04	1,07	1,1	1,14
Клиновий вузький та поліклиновий	0,85	0,89	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08	1,11

Таблиця 9. Поправка ΔT до моменту

Тип паса	Переріз паса	$\Delta T, H\cdot m$, при передаточному числі U				
		1,21...1,3	1,31...1,4	1,41...1,6	1,61...2,39	$\geq 2,4$
Клиновий нормального перерізу	<i>O</i>	0,3	0,35	0,38	0,4	0,5
	<i>A</i>	0,8	0,9	1	1,1	1,2
	<i>B</i>	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
	<i>B</i>	5,8	6,6	7,3	8	9
	<i>Г</i>	21	23	26	28,4	31
Вузький клиновий	<i>УО</i>	1,2	1,4	1,5	1,7	1,7
	<i>УА</i>	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2
	<i>УБ</i>	5,8	6,6	7,3	8	8,8
	<i>УВ</i>	14	16	17,6	19,4	21
Поліклиновий	<i>К</i>	0,44	0,5	0,55	0,6	0,7
	<i>Л</i>	3,6	4	4,5	5	5,4
	<i>М</i>	27,6	31	34,5	38	41,4

**Таблиця 10. Канавки шківів клинопасових передач
(по ДСТУ 20889–80)**



Тип паса	Переріз паса	Розміри, мм				
		<i>s</i>	<i>p</i>	<i>h</i>	<i>b_p</i>	<i>b</i>
Нормальний	<i>0</i>	8	12	7	8,5	2,5
	<i>A</i>	10	15	8,7	11	3,3
	<i>Б</i>	12,5	19	10,8	14	4,2
	<i>B</i>	17	25,5	14,3	19	5,7
	<i>Г</i>	24	37	19,9	27	8,1
	<i>Д</i>	29	41,5	23,4	32	9,6
Вузький	<i>У0</i>	8	12	10	8,5	2,5
	<i>УА</i>	10	15	13	11	3
	<i>УБ</i>		19	17	14	4
	<i>УВ</i>		26	19	19	5

Додаток 4. До розрахунку поліклінопасових передач

Таблиця 1. Переріз паса по крутному моменту T_1 на ведучому валу

Переріз паса	$T_1, \text{Н}\cdot\text{м}$
<i>K</i>	<40
<i>L</i>	25...350
<i>M</i>	>130

Примітка. Ремені типу *K* можуть замінювати клинові ремені типу *O* та *A*; ремені типу *L* замінюють *B* та *V*; ремені типу *M* замінюють *B*, *G*, *D* та *E*

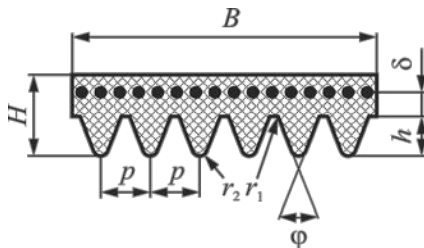
Таблиця 2. Стандартний ряд діаметрів поліклінових шківів, мм

25, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 335, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000
--

Примітка. Діапазон розрахункових діаметрів шківів: 25...500 – для пасів перерізу *K*; 80...800 – для пасів перерізу *L*; 180...1000 – для пасів перерізу *M*.

Таблиця 3. Розміри поліклінових пасів (РТМ 38-40528-74)

Переріз паса	Розміри, мм				Площа перерізу при 10 ребрах $A_{10}, \text{мм}^2$	Граничні довжини, мм	Маса 1 м довжини при 10 ребрах $q, \text{кг/м}$	Число ребер	
	p	H	h	δ				рекомендоване	граничне
<i>K</i>	2,4	4	2,35	1	72,5	400...2000	0,09	2...36	36
<i>L</i>	4,8	9,5	4,85	2,4	356	1250...4000	0,45	4...20	50
<i>M</i>	9,5	16,7	10,35	3,5	1137	2000...4000	1,6	4...20	50



Таблиця 4. Потужність P_0 , яка передається одним поліклиновим пасом з десятима клиновими виступами

Переріз паса (l_0 , мм)	Діаметр меншого шківка D_1 , мм	Потужність P_0 при швидкості v , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К (710)	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	—	—	—
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—	—
	50	0,76	1,65	2,9	4	4,8	5,3	—	—
	56	0,8	1,8	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	—
	63	0,85	1,9	3,4	4,6	5,6	6,4	6,8	—
	71	0,88	2	3,6	4,9	6	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	—
	100	0,97	2,2	4	5,6	6,9	8	8,7	—
	112	1	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	—
125	1,02	2,3	4,2	6	7,5	8,7	9,4	—	
140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	—	
Л (1600)	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—	—
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—	—
	100	2,3	5	8,6	11,2	12,7	13	—	—
	112	2,5	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	—	—
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17	—
	140	2,8	6,3	11	15	17,8	19,2	21,5	20
	160	2,9	6,7	11,5	16,2	19,4	21,2	22,7	23,2
	180	3,1	7	12,6	17	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,2	7,2	13	17,9	21,6	24	24,8	—
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	—
	250	3,4	7,7	14	19,2	23,4	26,2	27,5	—
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24	27,2	28,6	—
315	3,6	8	14,7	20,3	24,8	28	29,7	—	
355	3,7	8,2	15	20,7	25,5	28,8	30,6	—	
М (2240)	180	7,1	14,5	24	30,2	32,8	31,8	24,2	—
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	—
	224	8,5	18	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48
	280	9,7	21	37,4	50,3	59,8	65	64	58
	315	10,2	22,5	40	54,3	65	71	72	68
	355	10,7	23,7	42,4	58	70	78	80	76
	400	11	24,8	44,6	61	74	83	86	84
	450	11,5	25,7	46,5	64	78	87	92	91
	500	11,8	26,5	47,8	66	81	91	96	95
	630	12,3	28	50,7	70	87	98	105	105
	800	12,8	29	53,1	74	91	104	112	113
1000	13	29,8	54,7	76	94	108	117	119	

Таблиця 5. Розміри шківів для поліклінових пасів
(по РТМ 38–40528–74)

Переріз паса	Розміри, мм							
	p	s	e_t	e	r_1	r_2	δ	d_p
<i>K</i>	2,4	3,5	3,3	2,35	0,3	0,2	1	1,6
<i>Л</i>	4,8	5,5	6,6	4,85	0,5	0,4	2,4	3,5
<i>М</i>	9,5	10	13,05	10,35	0,8	0,6	3,5	7

Додаток 5. До розрахунку зубчасто-пасових передач

Таблиця 1. Потужність, яка передається зубчатим пасом з трапецієвидним профілем

$P_1, \text{кВт}$	до 0,5	0,5...3	3...5,5	5,5...10	10...22	22...50
$t, \text{мм}$	2; 3	3; 4	4; 5	4; 5; 7	5; 7	7; 10

Таблиця 2. Потужність, яка передається зубчатим пасом з напівкруглим профілем

$P_1, \text{кВт}$	до 5,5	5,5...22	22...50
$t, \text{мм}$	3	4	5

Таблиця 3. Параметри зубчасто-пасових передач (ДСТ 38-05227-81)

Параметри	Модуль $t, \text{мм}$					
	2	3	4	5	7	10
Допустима питома сила $q_0, \text{Н/мм}$						
- трапецієвидний профіль паса	5	9	25	30	32	42
- напівкруглий профіль паса	–	12	35	42	–	–
Найбільше передаточне число	11,5	12	8		5,7	4,7
Найменше число зубців $z_{1\min}$	10		15		18	
Найбільше число зубців $z_{2\max}$	115		120			85
Рекомендоване число зубців z_1 при $n_1, \text{об/хв}$						
1000	10	12	16		22	
1500	11	14	18		24	
3000	12	16	20		26	

Таблиця 4. Зубчасті паси по ДСТ 38-05114-76

Параметри паса	Розміри паса при модулі зуба m , мм					
	2	3	4	5	7	10
1. Висота зуба h , мм						
- трапецієвидний профіль паса	1,5	2	2,5	3,5	6	9
- напівкруглий профіль паса	-	4	5	6	-	-
2. Маса 1 м довжини паса шириною 1 мм q , кг/(м·мм)	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,011
3. Ширина паса b , мм	5...20	12,5...50	20...100	25...100	40...125	50...200
4. Число зубців паса, z_p	40...160		48...250	48...200	56...140	56...140
5. Відстань від впадини зуба паса до вісі металевого тросу Δ , мм	0,6		0,8			
<p>Примітка. Число зубців паса z_p вибираємо з ряду: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.</p> <p>Ширину ремня b вибираємо з ряду: 3, 4, 5, 8, 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200.</p>						

Таблиця 5. Коефіцієнт наявності натяжного ролика

Характер контуру	Коефіцієнт c_H	
	один ролик	два ролика
внутрішній	1,1	1,25
зовнішній	1,4	
Примітка. У випадку, коли ролики відсутні приймаємо $c_H = 1$.		

Таблиця 6. Зовнішні діаметри шківів

Зовнішні діаметри шківів d_a , мм	k , мм
до 50	0,08
50...78	0,1
80...113	0,12
120...198	0,13
200...318	0,15
320...500	0,18

**Таблиця 7. Параметри трапецієвидного профілю впадини шківів
(ДСТ 38–05114–76)**

Модуль <i>t</i> , мм	Товщина <i>S_ш</i> , мм	Висота <i>h_ш</i> , мм	Кут профілю γ	Радіус заокруглення	
				<i>r</i> ₁ , мм	<i>r</i> ₂ , мм
1	1±0,1	1,3±0,1	50°±2°	0,3±0,1	
1,5	1,5±0,15	1,8±0,15		0,4±0,1	
2	1,8±0,15	2,2±0,15		0,5±0,1	
3	3,2±0,2	3±0,2	40°±2°	0,7±0,1	1±0,1
4	4±0,2	4±0,2		1±0,15	1,3±0,15
5	4,8±0,2	5±0,2		1,5±0,15	2±0,15
6	6±0,25	6±0,2		2±0,15	2,5±0,2
7	7,5±0,3	8,5±0,3		2,5±0,2	3±0,2
10	11,5±0,3	12,5±0,3		3±0,3	3,5±0,3

Додаток 6. До розрахунку ланцюгових передач

Таблиця 1. Рекомендовані числа зубців меншої (ведучої) зірочки z_1 , в залежності від передаточного числа передачі U

Тип ланцюга	z_1 в залежності від передаточного числа передачі U						
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	>6	$z_{1\min}$
роликний і втулковий	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15	13
зубчастий	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17	17

Примітка. Бажано приймати непарні числа зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприятиме більш рівномірному зносу зубців.

Таблиця 2. Значення коефіцієнта k_f провисання ланцюга

Кут нахилу лінії центрів до горизонту	Значення k_f
$<10^0$	6
$10^0 \dots 40^0$	4
$40^0 \dots 80^0$	2
$>80^0$	1

Таблиця 3. Значення коефіцієнта динамічного навантаження k_d

Характер динамічного навантаження	Значення k_d
рівномірне	1
нерівномірне	1,2...1,5
ударне	1,6...1,9

Таблиця 4. Значення коефіцієнта міжосьової відстані k_a

Міжосьова відстань a у кроках ланцюга	Значення k_a
$a \leq 25p$	1,25
$a = (30 \dots 50)p$	1
$a = (60 \dots 80)p$	0,9

Таблиця 5. Значення коефіцієнта, що враховує кут нахилу передачі $k_{кн}$

Лінія центрів зірочок нахилена до горизонту під кутом	Значення $k_{кн}$
$\leq 70^0$	1
$> 70^0$	1,25

Таблиця 6. Значення коефіцієнта, що залежить від способу регулювання натягу ланцюга $k_{рн}$

Спосіб регулювання натягу ланцюга	Значення $k_{рн}$
відтяжна (натяжна) зірочка	1,1
пересування опор	1
нерегульована (стала) відстань	1,25

Таблиця 7. Значення коефіцієнта способу змащування ланцюга $k_з$

Умови роботи	Якість змащування (табл. 8)	Значення $k_з$
у середовищі без пилу	I	0,8
	II	1
у запиленому середовищі	II	1,5...2
	III	2...3,5
у брудному середовищі	III	3,5...6
	IV	6

Таблиця 8. Якість змащування ланцюга

Якість змащування ланцюга	Змащування ланцюга при його швидкості $v, м/с$			
	≤ 4	≤ 7	≤ 12	> 12
I – добре	крапельне	в масляній ванні	циркуляційне під тиском	розбрикуванням
II – задовільне	внутрішньо-шарнірна	крапельне	в масляній ванні	циркуляційне під тиском
III – недостатне	періодична через 6...8 год			
IV – без мастила	допускається при швидкості ланцюга $v \leq 0,1 м/с$			

Таблиця 9. Значення коефіцієнта режиму роботи k_{pp}

Тривалість роботи	Значення k_{pp}
однозмінна	1
двозмінна	1,25
тризмінна	1,5

Таблиця 10. Значення коефіцієнта k_m рядності, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по рядах ланцюга

Число рядів	Значення k_m
1	1
2	1,7
3	2,5
4	3

Таблиця 11. Допустимий тиск $[q]$, H/mm^2 , в шарнірах роликових та втулкових ланцюгів при $z_1=17$

Частота обертання n_1 , об/хв	Крок ланцюга							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
<20	52	52	52	49	45,6	42,8	40,8	39
50	45	42,5	40	36,2	34	32	30	29
100	36,2	34	32	29	27	25,1	24	23,5
200	28,8	26,5	25	22,7	21,2	20	19	18
300	25	23,2	22	20	18,5	17,3	16,5	15,5
400	22,7	21,2	20	18	16,8	15,8	15	14,2
500	21,2	19,6	18,4	16,8	15,6	14,6	13,9	13,3
750	18,5	17,2	16,1	14,6	13,6	12,7	12,2	11,5
1000	16,8	15,6	14,6	13,3	12,6	11,6	11	–
1250	15,6	14,4	13,6	12,3	11,5	10,8	–	–
1500	14,6	13,6	12,7	11,6	10,8	–	–	–
2000	11,4	10,4	9,8	–	–	–	–	–

Примітка.

1. Якщо $z_1 \neq 17$, то табличне значення $[q]$ необхідно помножити на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.

2. Для дво-, три- і чотирирядних ланцюгів значення $[q]$ зменшують відповідно на 15 %, 25 % та 35 %.

Таблиця 12. Допустимі значення $[n]$, об/хв, малої зірочки

Тип ланцюга	Z_1	Крок ланцюга p , мм							
		12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
роликівка (втулкова)	15	1250	1000	900	800	630	500	400	300
	19	1300	1040	940	840	650	520	420	310
	23	1350	1080	980	880	680	540	430	320
	≥ 25	1400	1100	1000	900	700	550	430	330
зубчаста	≥ 17	2000	1600	1300	1000	800	–	–	–

Таблиця 13. Розміри і параметри приводних роликів ланцюгів типу ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР (за ДСТУ 13568–97)

Позначення ланцюга	Розміри, мм						A_{on} , мм ²	$Q_{пр}$, кН	q_m , кг/м
	p	d	d_1	b_1	h	p_1			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
однорядний роликів ланцюг типу ПР									
ПР-8-4,6	8	2,31	5	12	7,5	–	11	4,6	0,2
ПР-9,525-9,1	9,525	3,28	6,35	17	8,5		28	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	3,66	7,75	10,5	10		13	10	0,3
ПР-12,7-9				12			22	9	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	4,45	8,51	19	11,8		39	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2				21			50		0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	5,08	10,16	20	14,8		51	23	0,8
ПР-15,875-23				24			67		1
ПР-19,05-31,8	19,05	5,96	11,91	33	18,2		105	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	7,92	15,88	39	24,2		179	60	2,6
ПР-31,75-89	31,75	9,53	19,05	46	30,2		262	89	3,8
ПР-38,1-127	38,1	11,1	22,23	58	36,2		394	127	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	12,7	25,4	62	42,4		472	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	14,27	28,58	72	48,3		637	227	9,7
ПР-63,5-354	63,5	19,84	39,68	89	60,4		1089	354	16
дворядний роликів ланцюг типу 2ПР									
2ПР-12,7-31,8	12,7	4,45	8,51	35	11,8	13,92	100	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	5,08	10,16	41	14,8	16,59	134	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	5,96	11,91	54	18,2	22,78	210	64	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	7,92	15,88	68	24,2	29,29	358	114	5
2ПР-31,75-177	31,75	9,53	19,05	82	30,2	35,76	524	177	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	11,1	22,23	104	36,2	45,44	788	254	11
2ПР-44,45-344	44,45	12,7	25,4	110	42,4	48,87	944	344	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	14,27	28,58	130	48,3	58,55	1274	453,6	19,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
трирядний роликовий ланцюг типу ЗПР									
ЗПР-12,7-45,4	12,7	4,45	8,51	50	11,8	13,92	150	45,4	2
ЗПР-15,875-68	15,875	5,08	10,16	57	14,8	16,59	201	68,1	2,8
ЗПР-19,05-96	19,05	5,96	11,91	76	18,2	22,78	315	96	4,3
ЗПР-25,4-171	25,4	7,92	15,88	98	24,2	29,29	537	171	7,5
ЗПР-31,75-265	31,75	9,53	19,05	120	30,2	35,76	786	265,5	11
ЗПР-38,1-381	38,1	11,1	22,23	150	36,2	45,44	1182	381	16,5
ЗПР-44,45-517	44,45	12,7	25,4	160	42,4	48,87	1416	517,2	21,7
ЗПР-50,8-680,4	50,8	14,27	28,58	190	48,3	58,55	1911	680,4	28,3
чотирирядний роликовий ланцюг типу 4ПР									
4ПР-19,05-128	19,05	5,96	11,91	102	18,2	22,78	420	128	5,8
4ПР-25,4-228	25,4	7,92	15,88	129	24,2	29,29	716	228	10,9
4ПР-31,75-355	31,75	9,53	19,05	158	30,2	35,76	1048	355	14,7
4ПР-38,1-508	38,1	11,1	22,23	197	36,2	45,44	1576	508	22
4ПР-50,8-900	50,8	14,27	28,58	252	48,3	58,55	2548	900	38
<p>Примітка. Тут A_{on} – площа опорної поверхні на діаметрі d_1; Q_{pn} – руйнівна сила. Зі збільшенням кроку ланцюга зростає його тягова здатність, але при цьому збільшується нерівномірність ходу та енергія удару, а також рівень шуму. Тому бажано обирати ланцюг з мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При відомій міжосьовій відстані a рекомендується такий розмір кроку: $a/80 \leq p \leq a/25$.</p>									
Приклади позначення і розшифровка									
1. ланцюг ПР-25,4-60:									
ПР – приводний роликовий однорядний ланцюг;									
25,4 – крок ланцюга в мм; 60 – руйнівне навантаження в кН.									
2. ланцюг ЗПР-44,45-517,2:									
ЗПР – приводний роликовий трирядний ланцюг;									
44,45 – крок ланцюга в мм; 517,2 – руйнівне навантаження в кН.									

Таблиця 14. Розміри і параметри приводних втулкових ланцюгів типу ПВ, 2ПВ (за ДСТУ 13568–97)

Позначення ланцюга	Розміри, мм						A_{on} , мм ²	Q_{pn} , кН	q_m , кг/м
	p	d	d_2	b_1	h	p_1			
ПВ-9,525-11,5	9,525	3,59	5	18,5	8,8	–	40	11,5	0,5
ПВ-9,525-13		4,45	6	21,2	9,85		56	13	0,65
2ПВ-9,525-20				27,5			10,75	81	20
Тут A_{on} – площа опорної поверхні на діаметрі d_2 ; Q_{pn} – руйнівна сила.									
Приклад позначення і розшифровка									
Ланцюг 2ПВ-9,525-20:									
2ПВ – приводний втулковий дворядний ланцюг;									
9,525 – крок ланцюга в мм; 20 – руйнівне навантаження в кН.									

Таблиця 15. Розміри і параметри приводних роликів ланцюгів з зігнутими пластинами типу ПРИ (за ДСТУ 13568–97)

Позначення ланцюга	Розміри, мм					$A_{оп}$, мм ²	$Q_{рн}$, кН	q_m , кг/м
	p	d	d_1	b_1	h			
ПРИ-78,1-360	78,1	17,5	33,3	102	45,5	1029	360	14,5
ПРИ-78,1-400		19	40		56	1131	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	24	46	135	60	1968	650	28,8
ПРИ-140-1200	140	36	65	182	90	4320	1200	63

Тут $A_{оп}$ – площа опорної поверхні на діаметрі d_1 ; $Q_{рн}$ – руйнівна сила.

Приклад позначення і розшифровка
Ланцюг ПРИ-78,1-400:
 ПРИ – приводний роликів ланцюг з зігнутими пластинами;
 78,1 – крок ланцюга в мм; 400 – руйнівне навантаження в кН.

Таблиця 16. Розміри і параметри зубчастих ланцюгів типу ПЗ (за ДСТУ 13552–81)

Позначення ланцюга	Розміри, мм				$Q_{рн}$, кН	q_m , кг/м
	P	B	s	h		
1	2	3	4	5	6	7
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,7	22,5	1,5	13,4	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5			31	1,6
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5			36	2
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5			42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5			49	2,7
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5			56	3
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30	2	16,7	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38			50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46			58	3,3
ПЗ-1-15,875-69-54		54			69	3,9
ПЗ-1-15,875-80-62		62			80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70			91	5
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45	3	20,1	74	3,9
ПЗ-1-19,05-89-57		57			89	4,9
ПЗ-1-19,05-105-69		69			105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81			124	7
ПЗ-1-19,05-143-93		93			143	8
ПЗ-2-25,4-101-57		25,4			57	26,7
ПЗ-2-25,4-132-75	75		132	10,8		
ПЗ-2-25,4-164-93	93		164	13,2		
ПЗ-2-25,4-196-111	111		196	15,4		

Продовження таблиці 16

1	2	3	4	5	6	7
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75	3	33,4	166	14,4
ПЗ-2-31,75-206-93		93			206	16,6
ПЗ-2-31,75-246-111		111			246	18,8
ПЗ-2-31,75-286-129		129			286	21
Приклад позначення і розшифровка						
Ланцюг ПЗ-1-19,05-74-45:						
ПЗ – приводний зубчастий ланцюг;						
1 – тип ланцюга; 19,05 – крок ланцюга в мм;						
74 – руйнівне навантаження в кН; 45 – робоча ширина.						

Таблиця 17. Коефіцієнт запасу міцності $[n]$ ланцюгів

Крок ланцюга p , мм	Частота обертання n_1 меншої зірочки, об/хв								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
Роликові та втулкові ланцюги									
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12	–	–	–	–
Зубчасті ланцюги									
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	–

Таблиця 18. Допустиме число ударів $[9]$, 1/с

Тип ланцюга	Крок ланцюга p , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
роликовий	40	30	25	20	16	14	12	10
зубчастий	60	50	40	25	20	–	–	–

Таблиця 19. Допустима розрахункова потужність $[P_{10}]$, яка передається зубчастим ланцюгом шириною 10 мм, кВт

Крок зубчастого ланцюга, мм	Орієнтовні значення $[P_{10}]$, кВт, при швидкості v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1	1,3	1,6	2	2,3
15,875	0,6	1	1,3	1,6	2,1	2,5	3
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3	3,5
25,4	1	1,6	2,1	2,6	3,4	4	4,6
31,75	1,2	2	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Додаток 7. До розрахунку циліндричних передач

Таблиця 1. Модулі циліндричних зубчастих коліс
(ДСТУ 9563–60)

1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд
0,8	0,9	10	11
1	1,125	12	14
1,25	1,375	16	18
1,5	1,75	20	22
2	2,25	25	28
2,5	2,75	32	36
3	3,5	40	45
4	4,5	50	55
5	5,5	60	70
6	7	80	90
8	9	100	–

Примітка: При виборі модулів слід надавати перевагу першому ряду.

Таблиця 2. Коефіцієнт $k_{H\alpha}$ для косозубих та шевронних передач

Колова швидкість коліс, м/с	Значення $k_{H\alpha}$ за ступенями точності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	–
15	1,01	1,04	1,09	–	–
20	1,02	1,05	1,12	–	–
25	1,02	1,06	–	–	–

Таблиця 3. Коефіцієнти динамічного навантаження зубців

Ступінь точності	Твердість зубців колеса	Коефі цієнт	Колова швидкість зубців v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	$H_2 \leq 350 HB$	k_{Hv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
		k_{Fv}	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,53}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	$H_2 \geq 40 HRC$	k_{Hv}	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
		k_{Fv}	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7	$H_2 \leq 350 HB$	k_{Hv}	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
		k_{Fv}	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	$H_2 \geq 40 HRC$	k_{Hv}	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
		k_{Fv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8	$H_2 \leq 350 HB$	k_{Hv}	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
		k_{Fv}	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	$H_2 \geq 40 HRC$	k_{Hv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
		k_{Fv}	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9	$H_2 \leq 350 HB$	k_{Hv}	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		k_{Fv}	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	$H_2 \geq 40 HRC$	k_{Hv}	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$
		k_{Fv}	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

Примітка. У чисельнику – значення для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

Таблиця 4. Нормальні лінійні розміри (ДСТУ 6636–69), мм

Ряд		Додатковий розмір
<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	
1	2	3
25	25	
	26	27
28	28	29
	30	31
32	32	33
	34	35
36	36	37
	38	39
40	40	41
	42	44
45	45	46
	48	49
50	50	52
	53	55
56	56	58
	60	62
63	63	65
	67	70
71	71	73
	75	78
80	80	82
	85	88
90	90	92
	95	98
100	100	102
	105	108
110	110	112
	120	115
125	125	118
	130	135
140	140	145
	150	155
160	160	165
	170	175
180	180	185
	190	195
200	200	205
	210	215
220	220	230
	240	
250	250	270
	260	290
280	280	310
	300	315

Продовження таблиці 4

1	2	3
320	320	330
	340	350
360	360	370
	380	390
400	400	410
	420	440
450	450	460
	480	490
500	500	515
	530	545
560	560	580
	600	615
630	630	650
	670	690
710	710	730
	750	775
800	800	825
	850	875
900	900	925
	950	975

Таблиця 5. Значення коефіцієнта форми зубця y_F для некоригованих коліс зовнішнього зачеплення

$z(z_v)$	y_F	$z(z_v)$	y_F	$z(z_v)$	y_F
17	4,26	25	3,9	50	3,65
18	4,2	28	3,82	60	3,62
19	4,11	30	3,8	80	3,61
20	4,08	32	3,78	100	3,6
21	4,01	37	3,71	150	3,6
22	4	40	3,7	∞	3,63
24	3,92	45	3,68	–	–

Примітка. Тут $z_v = z / \cos^3 \beta$ – еквівалентне число зубців (у формулі для еквівалентного числа зубців z – дійсне число зубців косозубого колеса).

Додаток 8. До розрахунку конічних передач

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів $k_{H\alpha}$ та $k_{F\alpha}$, які враховують нерівномірність контактного навантаження між зубцями

Колова швидкість коліс v , м/с	Ступінь точності	$k_{H\alpha}$	$k_{F\alpha}$
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
від 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
від 10	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблиця 2. Основні параметри конічних зубчастих передач (ДСТУ 12289 – 76)

Номінальне значення d_{e2} , мм	Ширина зубчастих вінців b , мм, для номінальних передаточних чисел U													
	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
50	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
56	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
63	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	
71	13	12	12	11,5		-	-	-	-	-	-	-	-	
80	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-	
90	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-	
100	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-	
112	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-	
125	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-	
140	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	-	
160	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	
180	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	
200	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	
225	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
250	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
280	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65
500	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75
560	–	–	–	90	90	90	85	85	85	85	80	80	80
630	–	–	–	100	100	100	95	95	95	95	90	90	90
710	–	–	–	120	110	110	110	110	105	105	105	105	105
800	–	–	–	130	130	125	125	120	120	120	120	120	120
900	–	–	–	–	–	140	140	140	130	130	130	130	130

Додаток 9. До розрахунку черв'ячних передач

Таблиця 1. Номінальні передаточні числа U черв'ячних передач (ДСТУ 2144-76)

1 ряд	2 ряд
8	9
10	11,2
12,5	14
16	18
20	22,4
25	28
31,5	35,5
40	45
50	56
63	71
80	90
100	–

Примітка. При виборі передаточних чисел слід надавати перевагу першому ряду.

Таблиця 2. Значення модулів для черв'ячних передач (ДСТУ 19672-74)

1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	–	1,125
1,25	1,5	1,375
1,6	–	1,75
2	–	2,25
2,5	3	2,75
3,15	3,5	–
4	–	4,5
5	6	–
6,3	7	–
8	–	9
10	12	11
12,5	–	14
16	–	18
20	–	22
25	–	–

Примітка.

1. При виборі передаточних чисел слід надавати перевагу першому ряду.
2. Модулі 3-го ряду допускається використовувати в технічно обґрунтованих випадках.

Таблиця 3. Ділильний кут підйому γ витка циліндричного черв'яка в залежності від q та z_1

Коефіцієнт діаметра q		Число заходів черв'яка z_1		
		1	2	4
1 ряд	2 ряд	Ділильний кут γ		
8	–	7° 07' 30" (7,125°)	14° 02' 10" (14,0362°)	26° 33' 54" (26,5651°)
–	9	6° 20' 25" (6,3402°)	12° 31' 44" (12,5288°)	23° 57' 45" (23,9625°)
10	–	5° 42' 38" (5,7106°)	11° 18' 36" (11,3099°)	21° 48' 05" (21,8014°)
–	12	4° 45' 49" (4,7636°)	9° 27' 44" (9,4623°)	18° 26' 06" (18,4349°)
12,5	–	4° 34' 26" (4,5739°)	9° 05' 25" (9,0903°)	17° 44' 41" (17,7447°)
–	14	4° 05' 08" (4,0856°)	8° 07' 48" (8,1301°)	15° 56' 43" (15,9454°)
16	–	3° 34' 35" (3,5763°)	7° 07' 30" (7,125°)	14° 02' 10" (14,0362°)
20	–	2° 51' 45" (2,8624°)	5° 42' 38" (5,7106°)	11° 18' 36" (11,3099°)
Примітка.				
1. При виборі значень коефіцієнта діаметра q слід надавати перевагу першому ряду.				
2. В дужках приведені значення градусної міри в десятковому вигляді.				

Таблиця 4. Розрахунок довжини нарізваної частини черв'яка b_1 в черв'ячних передачах (ДСТУ 19650-74)

x	Число витків черв'яка z_1	
	1, 2	4
–1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
–0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$
Примітка. При проміжних значеннях x величину b_1 визначають по тій формулі для двох найближчих табличних значень x , яка дає найбільше значення b_1 .		

Таблиця 5. Значення міжосьової відстані a_w в черв'ячних передачах (ДСТУ 2144-76)

1 ряд	2 ряд
40	45
50	56
63	71
80	90
100	112
125	140
160	180
200	224
250	280
315	355
400	450
500	–

Примітка. При виборі передаточних чисел слід надавати перевагу першому ряду.

Таблиця 6. Значення коефіцієнта c_v інтенсивності спрацювання зубців

$v_s, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
c_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблиця 7. Значення показника степеня m і бази випробувань N_{H0} та N_{F0}

Матеріал	Вид деформації			
	контактна		згин	
	m	N_{H0}	m	N_{F0}
Сталь	6	$10^7 \dots 12 \cdot 10^7$	6 ($H \leq \text{HB } 350$)	$10^7 \dots 25 \cdot 10^7$
Чавун			9 ($H > \text{HB } 350$)	
Бронза	8	10^7	9	10^7
				10^6

Таблиця 8. Значення коефіцієнтів інтенсивності навантажень k_E

Типовий режим навантаження	k_{FE}		k_{HE}	
	$m=6$	$m=9$	$m=6$	$m=8$
Постійний	1,00	1,00	1,00	1,00
Важкий	0,30	0,20	0,50	0,41
Середній рівномірний	0,14	0,10	0,25	0,20
Середній нормальний	0,07	0,04	0,18	0,13
Легкий	0,02	0,01	0,06	0,05

Таблиця 9. Значення коефіцієнта деформації черв'яка θ

z_1	Коефіцієнт деформації θ при коефіцієнті діаметра q								
	7,1	8	9	10	12	12,5	14	16	20
1	57	72	89	108	138	157	179	194	248
2	45	57	71	86	112	125	149	163	197
4	37	47	58	70	93	101	120	131	157

Таблиця 10. Значення коефіцієнту режиму роботи k_{pp}

Типовий режим навантаження	k_{pp}
Постійний	1
Важкий	0,77
Середній рівномірний	0,6
Середній нормальний	0,5
Легкий	0,31

Таблиця 11. Значення коефіцієнта k_v динамічного навантаження

Ступінь точності передачі	Значення коефіцієнта k_v при v_s , м/с			
	$\geq 1,5$	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	–	–	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

Таблиця 12. Рекомендоване число витків черв'яка при заданому передаточному числі передачі U

Число витків черв'яка	Межі зміни передаточного числа передачі		
	$8 \leq U \leq 14$	$14 < U \leq 30$	$U > 30$
z_1	4	2	1

Таблиця 13. Коефіцієнти y_F форми зубців черв'ячного колеса

z_v	y_F	z_v	y_F	z_v	y_F
28	1,8	37	1,61	60	1,4
30	1,76	40	1,55	80	1,34
32	1,71	45	1,48	100	1,3
35	1,64	50	1,45	150	1,27

**Таблиця 14. Параметри черв'ячних передач
(ДСТУ 2144-76)**

$U_{ном}$	Пара- метри	Міжосьові відстані a_w , мм											
		63			80			100			125		
		Посадання параметрів											
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	3,15			4			5			6,3		
	q	8			8			8			8		
	x	0			0			0			-0,16		
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	2,5			3,15			4			5		
	q	12,5			16			12,5			12,5		
	x	+0,95			-0,63			+0,75			+0,75		
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	2,5			3,15			4			5		
	q	10			10			10			10		
	x	+0,2			+0,4			0			0		
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	2			2,5			3,15			4		
	q	16			16			16			16		
	x	+0,5			+1			+0,75			+0,25		
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	2			2,5			3,15			4		
	q	12,5			12,5			12,5			12,5		
	x	+0,25			+0,75			+0,5			0		
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	1,6			2			2,5			3,15		
	q	20			20			20			20		
	x	+0,375			+1			+1			+0,682		
63	$z_2:z_1$	63:1			63:1			63:1			63:1		
	m	1,6			2			2,5			3,15		
	q	16			16			16			16		
	x	-0,125			+0,5			+0,5			+0,18		
71	$z_2:z_1$												
	m												
	q	-			-			-			-		
	x												
80	$z_2:z_1$				80:1			80:1			80:1		
	m				1,6			2			2,5		
	q	-			20			20			20		
	x				0			0			0		
	U				80			80			80		

Продовження таблиці 14

$U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьові відстані a_w , мм											
		140			160			180			200		
		Посадання параметрів											
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	6,3			8			8			10		
	q	12,5			8			12,5			8		
	x	0			0			+0,25			0		
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	6,3			6,3			8			8		
	q	8			14			8			12,5		
	x	+0,22			+0,4			+0,5			+0,75		
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	5			6,3			6,3			8		
	q	16			10			16			10		
	x	0			+0,4			+0,57			0		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	5			5			6,3			6,3		
	q	10			16			10			16		
	x	0			+1			+0,57			+0,75		
	U	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	4			5			5			6,3		
	q	20			12,5			20			12,5		
	x	0			+0,75			+1			+0,5		
	U	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	4			4			5			5		
	q	12,5			20			12,5			20		
	x	-0,25			+1			+0,75			+1		
	U	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58
63	$z_2:z_1$	-			63:1			63:1			63:1		
	m				4			5			5		
	q				16			12,5			16		
	x				+0,5			-0,75			+0,5		
	U				63			63			63		
71	$z_2:z_1$	73:1			-			73:1			-		
	m	3,15						4					
	q	16						16					
	x	-0,56						+0,5					
	U	73						73					
80	$z_2:z_1$	-			80:1			-			80:1		
	m				3,15						4		
	q				20						20		
	x				+0,8						0		
	U				80						80		

Продовження таблиці 14

U _{ном}	Пара-метри	Міжосьові відстані a _м , мм											
		224			250			280			315		
		Посадження параметрів											
8; 16; 31,5	z ₂ :z ₁	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	10			12,5			12,5			16		
	q	12,5			8			12,5			8		
	x	+0,25			0			+0,15			-0,3		
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	z ₂ :z ₁	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	10			12,5			12,5			16		
	q	8			12,5			8			12,5		
	x	+0,5			+0,75			+0,4			+0,95		
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	z ₂ :z ₁	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	8			10			10,5			12,5		
	q	16			10			16			10		
	x	+0,125			0			0			+0,2		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	z ₂ :z ₁	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	8			8			10			10		
	q	10			16			10			16		
	x	+0,125			+0,25			0			+0,5		
	U	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46
12,5; 25; 50	z ₂ :z ₁	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	6,3			8			8			10		
	q	20			12,5			20			12,5		
	x	+0,7			0			0			+0,25		
	U	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50
14; 28; 56	z ₂ :z ₁	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	6,3			6,3			8			8		
	q	12,5			20			12,5			20		
	x	+0,464			+0,682			-0,25			+0,375		
	U	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58
63	z ₂ :z ₁	63:1			63:1			-			63:1		
	m	6,3			6,3						8		
	q	12,5			16						16		
	x	-1			+0,182						-0,125		
	U	63			63						63		
71	z ₂ :z ₁	73:1			-			73:1			-		
	m	5						6,3					
	q	16						16					
	x	+0,5						-0,056					
	U	73						73					
80	z ₂ :z ₁	-			80:1			-			80:1		
	m				5						6,3		
	q				20						20		
	x				0						0		
	U				80						80		

Продовження таблиці 14

$U_{\text{ном}}$	Пара- метри	Міжосьові відстані a_w , мм											
		355			400			450			500		
		Посадання параметрів											
8; 16; 31,5	$z_2:z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1						
	m	16			20								
	q	12,5			8								
	x	-0,06			0								
	U	8	16	32	8	16	32						
9; 18; 35,5	$z_2:z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	16			16			20			20		
	q	8			12,5			8			10		
	x	+0,187			+0,75			+0,5			0		
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2:z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	12,5			16			16			16		
	q	16			10			16			16		
	x	+0,4			0			+0,125			+0,25		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2:z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1			
	m	12,5			12,5			16					
	q	10			16			10					
	x	+0,4			+1			+0,125					
	U	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46	11,5	23,5	46			
12,5; 25; 50	$z_2:z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	10			12,5			12,5			16		
	q	20			12,5			20			12,5		
	x	+0,5			+0,75			+1			0		
	U	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50	12,5	25	50
14; 28; 56	$z_2:z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	10			10			12,5			12,5		
	q	12,5			20			12,5			20		
	x	+0,25			+1			+0,75			+1		
	U	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58	14,5	29	58
63	$z_2:z_1$				63:1			63:1			63:1		
	m				10			12,5			12,5		
	q	-			16			12,5			16		
	x				+0,5			-0,75			+0,5		
	U				63			63			63		
71	$z_2:z_1$	73:1						73:1					
	m	8						10					
	q	16			-			16			-		
	x	-0,125						+0,5					
	U	73						73					
80	$z_2:z_1$				80:1						80:1		
	m				8						10		
	q	-			20			-			20		
	x				0						0		
	U				80						80		

Список використаної та рекомендованої літератури

Основні підручники

1. *Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч.* – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. *Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.* – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. *Заблонский К. И. Детали машин.* – К.: Вища школа, 1985. – 518 с.
4. *Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов.* – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
5. *Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина.* – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
6. *Скойбеда А. Т., Кузьмин А. В., Макейчик Н. Н. Детали машин и основы конструирования: учебник.* – Мн.: Выш. шк., 2006. – 560 с.
7. *Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин: Учебник для машиностроит. спец. техникумов.* – М.: Высшая школа, 1987. – 383 с.

Підручники та навчальні посібники для виконання курсових проєктів

1. *Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов.* – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
2. *Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов.* – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
3. *Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: навчальний посібник.* – Львів.: “Новий світ-2000”, 2013. – 264 с.

Довідники

1. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. **Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие.** – М.: Высшая школа, 2005. – 309 с.

2. **Зубчатые передачи: Справочник** / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун, Н. Т. Халебский; Под. общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.

Навчальне видання

Невдаха Юрій Андрійович
Пирогов Володимир Васильович
Невдаха Андрій Юрійович
Пукалов Віктор Вікторович

ДЕТАЛІ МАШИН. КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ.

ЧАСТИНА 1

Навчальний посібник

Редактор – В.В. Пирогов
Технічний редактор – В.Ф. Лисенко

Формат 60x84 1/16. Умов. друк. арк. 14,76. Облік. вид. арк. 8,31. Тираж 310. Зам. 357.

Видавець і виготовлювач СПД Лисенко В.Ф.
25029, м. Кропивницький, вул. Пацасва, 14, к. 1, кв. 101. Тел. (0522) 322-326
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3904 від 22.10.2010.

Автори:



кандидат технічних наук, доцент,
Невдаха Юрій Андрійович*,
доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки.

candidate of technical sciences, associate professor,
Nevdaha Yuriy Andreevich,
associate professor of the chair of machine parts and applied
mechanics,
uanevdakha@ukr.net;



кандидат фізико-математичних наук,
Пірогов Володимир Васильович*,
доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки.

candidate of physical and mathematical sciences,
Pirogov Vladimir Vasilyevich,
associate professor of the chair of machine parts and applied
mechanics,
pirogovvv@ukr.net;



кандидат технічних наук,
Невдаха Андрій Юрійович*,
доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки.

candidate of technical sciences,
Nevdaha Andrey Yurievich,
associate professor of the chair of machine parts and applied
mechanics,
aunevdaha@ukr.net;



кандидат технічних наук, доцент,
Пукалов Віктор Вікторович*,
доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки.

candidate of technical sciences, associate professor,
Pukalov Viktor Viktorovich,
associate professor of the chair of machine parts and applied
mechanics,
pukalovvictor@gmail.com.

*Центральноукраїнський національний технічний університет,
Проспект університетський, 8, м. Кропивницький, 25030, Україна,
т.: (+380522) 390-547

Central ukrainian national technical university,
Prospekt universitetskij, 8, city Kropivnitskiy, 25030, Ukraine,
t.: (+380522) 390-547