

**О. І. Гаркуша**

**РЕДУКТОРИ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

**О. І. Гаркуша**

**РЕДУКТОРИ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2026

УДК 629.7.036.3(075.8)  
Г20

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. В. Логінов,  
канд. техн. наук, доц. С. В. Комар

**Гаркуша, О. І.**

Г20 Редуктори авіаційних двигунів [Електронний ресурс] : навч. посіб.  
/ О. І. Гаркуша. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т «Харків. авіац. ін-т»,  
2026. – 52 с.

ISBN 978-966-996-082-5

Викладено загальні відомості про класифікацію, компонування й кінематичні схеми авіаційних редукторів. Описано призначення, будову та конструкцію окремих вузлів і систем редукторів. Розглянуто особливості конструкції серійних редукторів ТГД і вертолітних ГТД.

Для здобувачів освіти, які вивчають курси «Авіаційні двигуни та енергетичні установки», «Конструкція авіаційних двигунів та енергетичних установок», «Проектування силових установок та систем авіаційної техніки» та переддипломний курс.

Іл. 32. Табл. 1. Бібліогр.: 3 назви

**УДК 629.7.036.3(075.8)**

© Гаркуша О. І., 2026

© Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут», 2026

ISBN 978-966-996-082-5

# 1. РЕДУКТОРИ

## 1.1. Загальні відомості про редуктори ГТД

Повітряні гвинти турбогвинтових двигунів, несні і хвостові гвинти вертольотів, а також агрегати двигунів приводяться в обертання від ротора двигуна за допомогою зубчастих передач, що узгоджують частоту обертання споживачів потужності з частотою обертання ротора двигуна.

Частота обертання повітряних гвинтів і більшості агрегатів є меншою за частоту обертання ротора двигуна. Зменшити частоту обертання приводу до необхідного значення порівняно з частотою обертання ротора двигуна можна з допомогою редуктора. Авіаційні редуктори мають кілька особливостей порівняно з редукторами загального призначення:

- інтенсифікація тепловідведення шляхом багаторазового збільшення прокачування масла;
- багаторежимність та зумовлене цим зниження ресурсу;
- необхідність точного забезпечення режиму роботи двигуна (ТГД або ТВаД) і пов'язане з цим завдання встановлення вимірювача крутного моменту;
- компонування редуктора й двигуна і пов'язаний з цим вплив редуктора на поля швидкостей і тиску повітря на вході в компресор;
- мінімізація маси редуктора тощо.

Максимальна частота обертання роторів ГТД становить 5000...18000 хв<sup>-1</sup>, а оптимальні значення частоти обертання повітряних гвинтів ТВД, що відповідають максимуму ККД гвинта на розрахункових режимах польоту, дорівнюють 700...1200 хв<sup>-1</sup>. Тому потребується забезпечити передатне відношення редукторів повітряних гвинтів ТГД у межах 5...15. Потрібні передатні відношення редукторів несних гвинтів вертольотів є ще більшими ( $i = 30...70$ ), оскільки оптимальні значення частоти обертання становлять 100...300 хв<sup>-1</sup>.

Максимальну частоту обертання повітряного гвинта ТГД оцінюють за формулою

$$n_B = \frac{60U}{\pi D_{\text{гв}}},$$

де  $U = \sqrt{\omega^2 - V_H^2}$  – колова швидкість кінця лопаті. Тут  $V_H$  – швидкість польоту літака на розрахунковій висоті,  $\omega = a_H M_H$  – повна швидкість на кінці лопаті гвинта,  $a_H$  – швидкість звуку на розрахунковій висоті,  $M_H = 0,95...1,05$  – максимально допустиме число  $M$  на кінці лопаті. Діаметр  $D_{\text{гв}}$  повітряного гвинта ТГД зазвичай не перевищує 5...6 м.

Коефіцієнт корисної дії прагнуть підвищити максимально, щоб не допустити невиробничих втрат потужності силової установки, знизити

тепловий режим редуктора й тепловідведення в масло. ККД найкращих авіаційних редукторів дорівнює 0,98...0,99. Однак і при таких високих значеннях ККД втрати на тертя виходять дуже значними. Приміром, при потужності 10000 кВт і вказаних вище значеннях ККД втрати тертя становлять 100...200 кВт.

Важливими показниками редуктора є його маса та діаметральний габарит.

*Маса редуктора* в сучасних ТГД становить 25...30 % від маси двигуна, а в трансмісіях гелікоптерів перевищує масу двигуна в 2–3 рази. Маса редуктора збільшується зі збільшенням потужності, що передається, і передатного відношення. Питома маса редуктора ТГД (відношення маси вузла редуктора до потужності, що передається на повітряний гвинт) становить 0,05...0,10 кг/кВт.

*Діаметральний габарит* прагнуть отримати мінімальним, особливо в тому випадку, коли редуктор розміщується безпосередньо на двигуні. Якщо діаметр редуктора перевищує діаметр компресора, то утруднюється виконання вхідного каналу для рівномірного підведення повітря до осевого компресора з мінімальними гідравлічними втратами.

Вимоги, що ставляться до редуктора, спрямовані на створення легкого, надійного малогабаритного редуктора з високим ККД. Особливо важко задовольнити ці вимоги при великій потужності й великому передатному відношенні редуктора.

Редуктори для приведення в дію одиничних і співвісних повітряних гвинтів створюються на базі простих, планетарних і диференціальних передач, одно- або багатоступінчастих залежно від потрібної величини передатного відношення.

## 1.2. Класифікація редукторів

Редуктори класифікуються за різними ознаками:

1. *За кількістю основних валів.* Найбільшого поширення набули редуктори з одним провідним та одним веденим валами. На потужних двигунах (наприклад, НК-12) застосовуються редуктори з одним провідним і двома веденими валами для приведення в дію двох гвинтів, зазвичай співвісних.

Розгалужена схема з двома виводами потужності здійснюється у вертолітних силових установках з несним і хвостовим гвинтами.

На літакових силових установках (СУ) – спарках із двох ТГД, що працюють на один гвинт, – редуктор має два провідних вали й один ведений.

Нарешті, багато СУ вертольотів, наприклад Ми-24, утворюються двома двигунами (ТВ3-117), що працюють на один редуктор (ВР-24), який обертає несний і хвостовий гвинти або два співвісних несних гвинти (вертоліт Ка-25), так що редуктор (РВ-3Ф з двома двигунами ГТД-3Ф) має два провідних і два ведених вали.

2. *За розташуванням головних валів* на ТГД застосовуються в основному співвісні редуктори. Редуктори з паралельними головними валами використовуються в двигунах-спарках, а редуктори з валами, осі яких перетинаються, – виключно у вертолітних силових установках.

3. *За кількістю ступенів редукції* редуктори виконують одно-, дво-, три- та чотириступеневими (останні застосовуються на вертолітних газотурбінних установках). Кінематична структура ступенів може бути різною.

4. *За кінематичною структурою* ступені поділяються на прості, планетарні та диференціальні. Останні виконуються із двома ступенями свободи і замкненими – з одним ступенем свободи.

5. *За типом шестерень*. Переважна більшість редукторів виконується із циліндричними колесами різних типів. Конічні передачі зазвичай застосовуються тільки в редукторах з головними валами, осі яких перетинаються (у вертолітних СУ).

### **Прості редуктори**

Прості редуктори поділяються на одно- та двоступеневі, зі зміщеними та співвісними валами, з шестернями зовнішнього та внутрішнього зачеплення.

*Прості одноступеневі редуктори зі зміщеними валами* (рис. 1.1, а і б) застосовуються частіше в тих випадках, коли за умовами компонування двигуна на літаку потрібно забезпечити необхідну відстань між лопатями повітряного гвинта й поверхнею землі. При однаковому передатному відношенні габарит передачі зі зміщеними валами і шестернями внутрішнього зачеплення (рис. 1.1, б) є меншим, а плавність зачеплення і здатність навантаження зубів – вищими порівняно з габаритом і плавністю зачеплення аналогічної передачі з шестернями зовнішнього зачеплення (див. рис. 1.1, а).

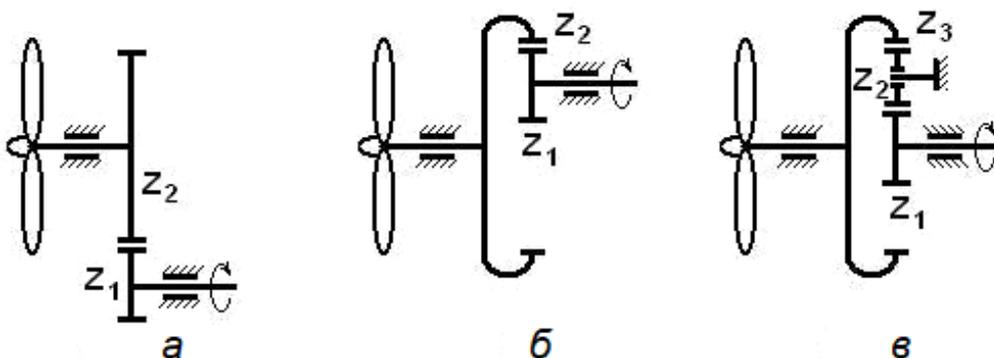


Рис. 1.1. Кінематичні схеми простих одноступеневих редукторів:

- а – зі зміщеними валами та шестернями зовнішнього зачеплення;
- б – зі зміщеними валами та шестернями внутрішнього зачеплення;
- в – зі співвісними валами

У простих одноступневих редукторах зі співвісними валами (рис. 1.1, в) уводиться проміжна (паразитна) шестірня  $Z_3$ , що не впливає на величину передатного відношення. У редукторах зі співвісними валами потужність з провідного вала на ведений може передаватися через кілька паралельно працюючих проміжних шестерень  $Z_3$ , рівномірно розташованих у коловому напрямку (від трьох до шести). Унаслідок цього зменшується навантаження на зуби шестерень, а підшипники валів не навантажуються реакціями від зусиль, що діють у зачепленні шестерень. Співвісне розташування валів забезпечує також симетричний вхід повітря у двигун.

Редуктори з валами, осі яких перетинаються, і конічними шестернями застосовуються в трансмісіях гелікоптерів як кутові редуктори або кутові передачі.

Прості двоступеневі редуктори (рис. 1.2) забезпечують глибше редукування частоти обертання порівняно з одноступеневими. Першим ступенем зазвичай є передача із зовнішнім зачепленням, другим ступенем може бути передача із зовнішнім (рис. 1.2, а) або з внутрішнім (рис. 1.2, в) зачепленням.

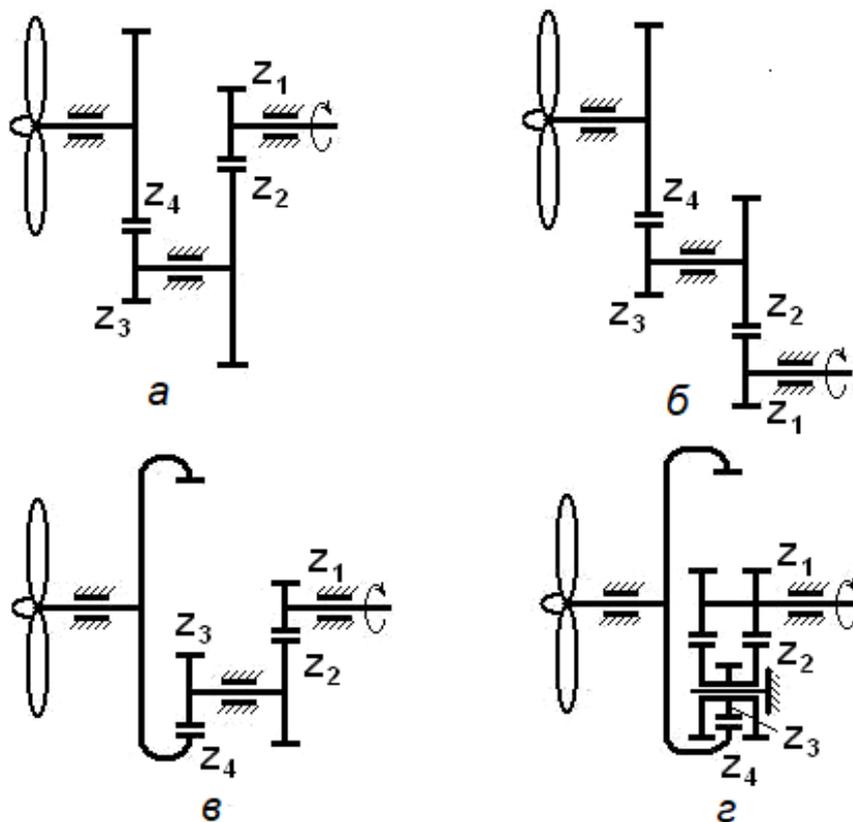


Рис. 1.2. Кінематичні схеми простих двоступеневих редукторів:  
 а – із зовнішнім зачепленням шестерень в обох ступенях;  
 б – зі зміщеними валами; в – із зовнішнім зачепленням у першому ступені та з внутрішнім зачепленням у другому ступені;  
 г – з роздвоєними зубчастими вінцями в першому ступені

На відміну від одноступеневих редукторів співвісність вихідного та вхідного валів редуктора забезпечується без застосування проміжної шестірні завдяки наявності проміжного валика (валика перебора) з шестернями  $z_2$  та  $z_3$ .

Подібно до простого одноступеневого редуктора зі співвісними валами потужність з провідного вала на ведений може бути передана через кілька паралельно працюючих переборів, рівномірно розташованих у коловому напрямку.

У редукторах, виконаних за схемою, зображеною на рис. 1.2, а, підшипники валиків шестерень  $z_2$  і  $z_3$  навантажені нерівномірно реакціями від зусиль, що діють у зачепленнях. Цей недолік усувають тим, що шестірню  $z_3$  розташовують посередині між опорами (рис. 1.2, г), а зубчастий вінець шестірні  $z_2$  роздвоюють і розміщують симетрично відносно опор. Відповідно, роздвоюється і зубчастий вінець провідної шестірні  $z_1$ .

Якщо в редукторі, виконаному за схемою рис. 1.2, а або г, є три паралельно працюючих перебора, рівномірно розташованих по колу, то провідна шестірня  $z_1$  може не мати радіальних підшипників, оскільки вона буде спиратися на три рівномірно розташовані по колу шестірні  $z_2$ . Якщо, крім того, у редукторі, виконаному за схемою на рис. 1.2, г, шестерні  $z_1$  і  $z_2$  виконати косозубими так, щоб зуби однієї частини шестерень  $z_1$  і  $z_2$  мали праву, а іншої частини – ліву спіраль (тобто шеврон), то шестірня  $z_1$  фіксуватиметься в осьовому напрямку без застосування додаткових конструктивних елементів. Якщо необхідно, простий двоступеневий редуктор можна виконати зі зміщеними валами (рис. 1.2, б).

Передатне відношення простих одноступеневих редукторів усіх схем визначають за формулою

$$i = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де  $z_1$  і  $z_2$  – кількість зубів провідної та веденої шестерень відповідно. Знак «плюс» беруть у разі збіжності напрямків обертання валів, знак «мінус» – у разі протилежних напрямків.

Формула для визначення передатного відношення простих двоступеневих редукторів усіх схем має вигляд

$$i = i_I i_{II},$$

де  $i_I = \pm z_2 / z_1$ ,  $i_{II} = \pm z_4 / z_3$  – передатні відношення першого й другого ступенів відповідно.

Прийнятні габарити простого одноступеневого редуктора забезпечуються при значеннях передатного відношення не більше 2...3. Якщо з конструктивних міркувань потребується збільшена відстань між осями валів, то передатне відношення збільшують до чотирьох.

У простих двоступеневих редукторах при прийнятних габаритах передатні відношення мають становити не більше 6...8 (в окремих випадках – до 13).

## Планетарні редуктори

У ГТД застосовуються планетарні редуктори з одно- і двовінцевими сателітами, циліндричними й конічними шестернями. У всіх цих передачах основні вали є співвісними. Провідною шестірнею є центральна внутрішня, а не зовнішня шестірня, оскільки передатне відношення й відцентрові сили сателітів у першому разі є меншими.

*Планетарний редуктор з одновінцевими сателітами* має провідну шестірню з кількістю зубів  $z_1$  не менше трьох (рис. 1.3, а), розташованих на валу одновінцевих сателітів з кількістю зубів  $z_2$  кожен, і нерухому центральну зовнішню шестірню з кількістю зубів  $z_3$ .

Провідна шестірня передає колове зусилля на сателіти, які подібно до важелів другого роду, спираючись на нерухому шестірню, створюють на плечі водила колове зусилля.

Формула для визначення передатного відношення редуктора має вигляд

$$i = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Кількість зубів  $z_3$  завжди більше кількості зубів  $z_1$ , тому в редукторі розглянутої схеми не можна отримати передатне відношення, що є меншим за 2 або дорівнює 2. Напрями обертання головних валів збігаються (передача неінверсивна). Прийнятний діаметральний габарит такого редуктора одержують при передатному відношенні не більше 4...5.

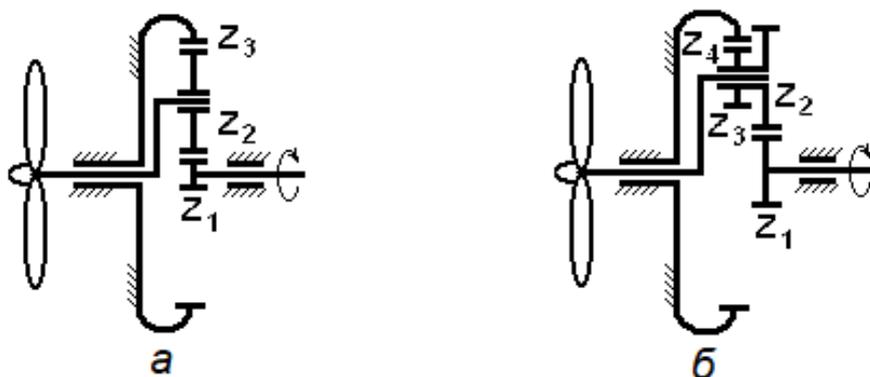


Рис. 1.3. Кінематичні схеми планетарного редуктора:  
а – з одновінцевими сателітами; б – з двовінцевими сателітами

*Планетарний редуктор із двовінцевими сателітами* (рис. 1.3, б) відрізняється від аналогічного редуктора з одновінцевими сателітами тим, що кожен сателіт має два зубчасті вінці, причому нерухома центральна зовнішня шестірня знаходиться в зачепленні з малим зубчастим вінцем сателіта. Формула для визначення передатного відношення має вигляд

$$i = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

При прийнятному діаметральному габариті планетарний редуктор з двовінцевими сателітами дає змогу отримати передатне відношення не більше 6...8 і лише в окремих випадках – до 14.

### Диференціальні редуктори

В авіаційних редукторах набули застосування диференціальні передачі з незамкненими і замкненими в кінематичному відношенні валами повітряних гвинтів.

Диференціальний незамкнений редуктор з одновінцевими сателітами (рис. 1.4, а) можна отримати з планетарної передачі (див. рис. 1.3) шляхом звільнення центральної зовнішньої шестірні  $z_3$  і приєднання її до заднього гвинта. Передача є кінематично невизначеною, оскільки при заданій частоті обертання вала турбіни частоти обертання повітряних гвинтів можуть бути різними. Якщо затяжити задній повітряний гвинт до повної зупинки, то передача перетвориться на планетарну, а при зупинці переднього гвинта виходить проста передача з проміжною «паразитною» шестірнею. Для підтримки однакових частот обертання гвинтів необхідно мати два регулятори, кожен із яких кінематично зв'язаний з одним з валів повітряних гвинтів.

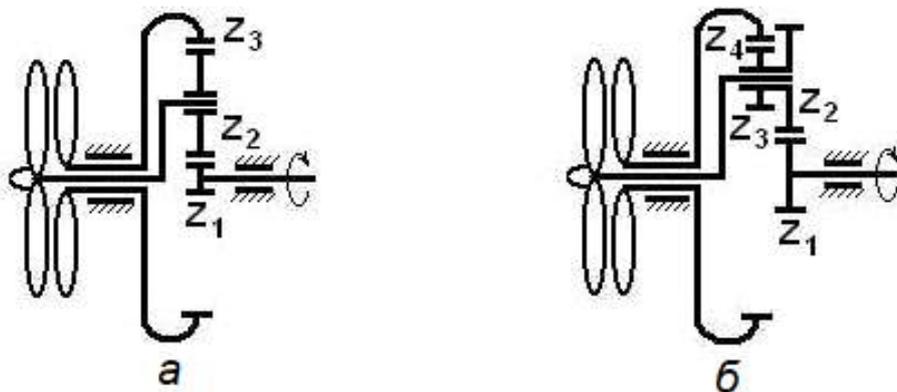


Рис. 1.4. Диференціальні незамкнені редуктори:  
а – з одновінцевими сателітами; б – з двовінцевими сателітами

Формула для передатного відношення одновінцевого диференціального незамкненого редуктора має вигляд

$$i = 1 + 2 \frac{z_3}{z_1}$$

Диференціальний редуктор при тих же розмірах шестерень забезпечує більш високе редукування, ніж планетарний редуктор. Максимальні значення передатного відношення дорівнюють 8...10.

Диференціальний незамкнений редуктор з двовінцевими сателітами (рис. 1.4, б) подібний до розглянутого вище редуктора з одновінцевими сателітами. Формула для передатного відношення має такий вигляд:

$$i = 1 + 2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$$

Із зіставлення формул випливає, що редуктор такої схеми дає змогу отримати більше передатне відношення порівняно з аналогічним редуктором, що має одновінцеві сателіти. При прийнятних габаритах редуктора максимальні значення передатного відношення становлять 10...12. Для вирівнювання навантажень, що діють на підшипники сателітів, шестерні  $z_1$  та  $z_2$  виконують з роздвоєними вінцями, розташованими симетрично відносно шестірні  $z_3$ .

### **Замкнені диференціальні редуктори для співвісних гвинтів**

Накладенням зв'язку між будь-якими двома головними ланками диференціала одержують редуктор з одним ступенем свободи. Кінематична невизначеність ліквідується, і співвідношення між швидкостями ланок (моментами й потужностями) такого редуктора стають постійними. Система керування гвинтами спрощується, достатньо одного регулятора обертів.

Усього існують три різні комбінації для побудови замикального механізму (рис. 1.5):

- 1) зв'язані гвинти (рис. 1.5, а);
- 2) зв'язані провідний вал і передній гвинт (рис. 1.5, б);
- 3) зв'язані провідний вал і задній гвинт (рис. 1.5, в).

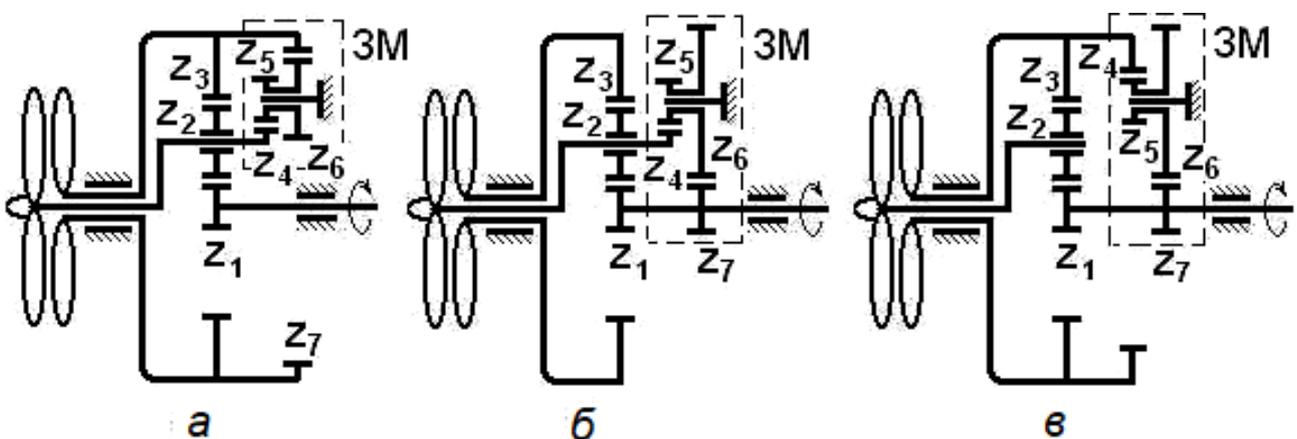


Рис. 1.5. Кінематичні схеми замкнених диференціальних редукторів з двома вихідними валами:

а – із замикальним механізмом вихідних валів; б – із замикальним механізмом провідного вала й переднього гвинта; в – із замикальним механізмом провідного вала й заднього гвинта

Конструктивно ці зв'язки можуть бути здійснені досить різноманітно.

За схемою, зображеною на рис. 1.5, в, побудовано останній ступінь редуктора РВ-3Ф вертольота Ка-25.

Порівнюючи механізм, що замикає гвинти (див. рис. 1.5, а), і механізми, що замикають одні з гвинтів з провідним валом (див. рис. 1.5, б і в), за умови, що  $n_n = -n_z$ , слід віддати перевагу першому.

За схемою на рис. 1.5, а з різними за абсолютною величиною швидкостями обертання гвинтів передатне число замикального механізму має дорівнювати одиниці, тому сам механізм легко виконати компактним.

Замикальний механізм, побудований за схемою рис. 1.5, б, в, виходить більш громіздким, тому що в цьому випадку  $i_{зам} = i_{ред}$ .

При  $n_n = -n_z$  має місце рівність потужностей:  $N_n = N_z$ . Передача до переднього гвинта розвантажується, а до заднього гвинта потужність підводиться двома потоками через основний і замикальний механізми:

$$- \text{ у схемі на рис. 1.5, а } \quad N_{зам} = \frac{N_{дв}}{2i};$$

$$- \text{ у схемі на рис. 1.5, в } \quad N_{зам} = \frac{N_{дв}}{1+i}.$$

У разі необхідності може бути встановлено кілька паралельно працюючих однотипних замикальних механізмів і тим зменшено навантаження на кожен із них.

### **Замкнені диференціальні редуктори для обертання одного гвинта**

Такі редуктори – дуже ефективні кінематично, конструктивно є простими, компактними, легкими, технологічними і високонадійними, тому у вітчизняному двигунобудуванні набули широкого застосування. Тут механізм, що замикає ланки диференціала, зазвичай вбудовується між водилом і шестірнею внутрішнього зачеплення.

У диференціальній передачі, показаній на рис. 1.5, а, центральну зовнішню шестірню  $z_3$  можна з'єднати з переднім валом за допомогою простої передачі  $z_4, z_5$  та  $z_6$  (рис. 1.6, а).

Формула для передатного відношення редуктора має вигляд

$$i = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_3 z_6}{z_1 z_4}.$$

Редуктори цієї схеми мають прийнятний діаметральний габарит при передатному відношенні, що дорівнює 12...15.

Крутний момент, передається на вал повітряного гвинта двома потоками:

$$M_{гв} = M_1 + M_2,$$

де  $M_1$  і  $M_2$  – крутні моменти, що передаються через планетарну й просту частини редуктора відповідно.

Очевидно, що  $M_1 = M_T(1 + z_3/z_1)$ ,  $M_2 = M_T z_3 z_6 / (z_1 z_4)$ .

Аналіз формул показує, що  $M_2 > M_1$ , тобто найбільш навантаженою є проста передача. Нехай, наприклад,  $z_1 = 46$ ,  $z_3 = 104$ ,  $z_4 = 60$ ,  $z_6 = 108$ , тоді  $M_2 = 55\%$ ,  $M_1 = 45\%$  від величини повного крутного моменту  $M_{гв}$  на валу повітряного гвинта.

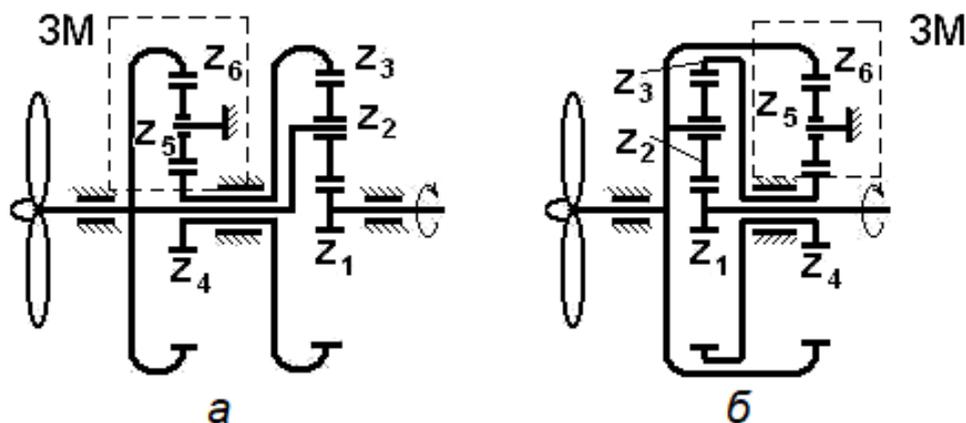


Рис. 1.6. Кінематична схема замкненого диференціального редуктора для обертання одного гвинта:

- а – із замикальним механізмом, розміщеним за повітряним гвинтом;
- б – із замикальним механізмом, розміщеним за диференціальним ступенем

Розглянуту передачу застосовують і при помірних передатних відношеннях. У цьому випадку при однаковому з планетарною передачею передатному відношенні вдається зменшити габарит редуктора, а при однаковому габариті й тому самому передатному відношенні можна збільшити діаметр шестірні  $z_1$ . Завдяки цьому зменшуються колове зусилля в зачепленні й навантаження на підшипники сателіта. Таким чином, диференціальний замкнений редуктор із замиканням по вихідних валах за допомогою простої циліндричної передачі забезпечує відносно більшу свободу у виборі його конструктивних параметрів, чим пояснюється широке його застосування.

### 1.3. Підбір кількості зубів на шестернях редуктора

Зазначимо, що всередині кожного з діапазонів передатних чисел є «провали». Існують нездійсненні значення передатних чисел. Наприклад, очевидно, що з умови цілого числа зубів на кожній шестірні випливає, що передатне число, яке дорівнює одному з нескінченного ряду ірраціональних чисел, у зубчастому редукторі не реалізується.

Під час підбору кількості зубів на шестернях крім формули передатного числа слід задовольнити ще три геометричні умови: складання, співвісності і сусідство. Накладення цих умов ще більше зменшує ряд досяжних передатних чисел.

Розв'язання задачі підбору зубів зазвичай вносить корективи в знайдені за планом швидкостей пропорції, і тільки подальші розрахунки міцності елементів редуктора остаточно затверджують правильність вибраного масштабу конструкції.

Якщо під час проектування редуктора передатне число, можливо, отримано трохи відмінним від заздалегідь заданого, то умови складання, співвісності й сусідства є суворішими.

*Умова складання.* Якщо в простому, планетарному або диференціальному редукторі проміжні шестерні (сателіти) рівномірно розподілені навколо осі редуктора і зубчасті вінці на проміжних валиках (сателітах) розташовані однаково один відносно одного, то для того щоб проміжні шестерні (сателіти) одночасно могли входити в зачеплення з центральними колесами, має виконуватися рівність, визначена В. А. Кудрявцевим:

$$\frac{z_2 z_4 + z_1 z_3}{k z_2} \pm \frac{z_3}{z_2} (E_\alpha + n_\alpha) = E,$$

де  $k$  – кількість проміжних валиків (сателітів);  $E_\alpha$  – найближче до відношення  $z/k$  більше ціле число;  $n_\alpha = \pm (0, 1, 2, 3, \dots)$ ;  $E$  – ціле число.

Знак «плюс» у формулі використовується, коли одне із центральних коліс має внутрішнє, а інше – зовнішнє зачеплення. Знак «мінус» використовується, коли обидва центральні колеса мають однойменне зачеплення.

Якщо сателіт (проміжна шестірня) – одновінцевий (тобто  $z_2 = z_3$ ), то умова складання спрощується:

$$\frac{z_1 + z_4}{k} = E.$$

У співвісних редукторах для приведення в дію двох гвинтів умова складання має виконуватися для кожної гілки передачі, а в замкненому диференціальному редукторі, що працює на спарку гвинтів, у разі наявності замикальних механізмів – окремо для диференціальної та замикальної частин механізму.

*Умова співвісності.* Умова співвісності потребує рівності міжцентрових відстаней  $A$  у всіх рядах шестерень (якщо зуби не кориговані):

$$A = R_1 \pm R_2 = R_3 \pm R_4 = R_5 \pm R_6.$$

У планетарній передачі (при одновінцевій проміжній шестірні) необхідним є виконання рівності

$$R_1 \pm R_2 = R_4.$$

Знак «+» у рівності ставиться тоді, коли зубчасті колеса мають зовнішнє зачеплення, знак «-» – коли внутрішнє зачеплення.

Очевидно, що умову співвісності можна записати так:

$$(z_1 \pm z_2) m_{12} = (z_3 \pm z_4) m_{34} = (z_5 \pm z_6) m_{56},$$

де  $m_{12}$ ,  $m_{34}$  і  $m_{56}$  – модулі зубів шестерень 1 і 2, 3 і 4, 5 і 6 відповідно.

*Умова сусідства.* Для того щоб проміжні шестерні (сателіти) не чіпляли одна одну, необхідно, щоб виконувалась умова

$$2\pi A / k > D,$$

де  $D$  – зовнішній діаметр найбільшої проміжної шестірні (сателіта).

Для того щоб проміжні шестерні (сателіти) не перетинали головні вали, необхідно (при будь-якому  $k$ ), щоб виконувалась умова

$$D < A - d_3,$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр центрального (головного) вала в площині найбільшого сателіта.

Якщо ж центральний вал у площині розташування найбільшого сателіта не проходить (випадок практично не зустрічається), то умова спрощується: необхідно тільки, щоб виконувалась умова

$$D < A.$$

Виходячи з вищевикладеного, можна ствержувати, що не тільки умова  $i = i_{зад}$ , але й умови складання та співвісності (унаслідок зазначених прийомів, коригування зубів і здатності евольвентного зачеплення надійно працювати при неточно витриманій міжцентровій відстані) можуть виконуватися математично нестрого (неточно). Тільки умова сусідства має виконуватися беззастережно.

## 2. КОНСТРУКЦІЯ І МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕДУКТОРІВ

Основними елементами конструкції редукторів є шестерні, сателітотримачі, вали, опори валів, корпуси. Редуктори мають систему змащення. До складу конструкції редуктора для літакового ТГД включають вимірювач крутного моменту і датчик негативної тяги повітряного гвинта. У головних редукторах гелікоптерів часто розміщують муфту вільного ходу.

### 2.1. Шестерні

Основними шестернями редукторів є центральна внутрішня, центральна зовнішня та проміжні шестерні (шестерні-сателіти, «паразитні» шестерні, переборні шестерні).

Найбільшого застосування в редукторах набули шестерні з прямими зубами евольвентного профілю і в деяких випадках з косими і шевронними зубами. Прямі зуби можуть бути виготовлені з високою точністю. Косі та шевронні зуби мають підвищену міцність, вібростійкість і низький рівень шуму під час роботи, проте є складнішими у виробництві порівняно з прямими зубами. Зуби піддаються фланкуванню (зміні частини теоретичного профілю) для запобігання удару зубів, що входять у зачеплення, для підвищення безшумності й плавності в роботі, а також коригування (зміни стандартних розмірів) для запобігання підрізанню зубів при малій їх кількості, підвищення міцності і зменшення втрат. Концентрацію напружень зменшують за допомогою западин між зубами з великими радіусами переходу. Модуль зубів  $m = 25...50$ . Висоту зубів беруть великою – до  $h = (2,2...2,8)m$ . Високі зуби мають підвищену згинальну піддатливість, що сприяє вирівнюванню навантаження, що передається зубами сателітів. Довжина зубів залежить від величини колових зусиль, що передаються, і визначається формулою  $d = (10...20)m$ . Зі збільшенням довжини підвищується чутливість зубів до

перекосів шестерень, що спричиняє крайковий контакт, нерівномірність навантаження та знижує зносостійкість зубів (рис. 2.1).

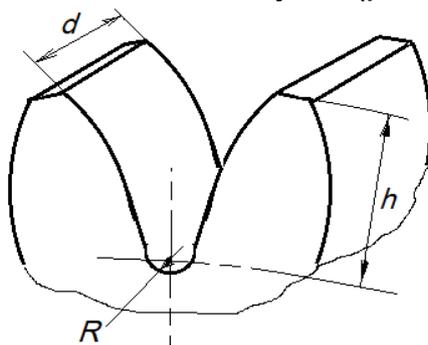


Рис. 2.1. Зуби шестерень

Кількість зубів, діаметри та кількість проміжних шестерень редукторів, що мають співвісні шестерні (зі збіжними осями), вибирають відповідно до величини потрібного передатного відношення, умов співвісності, складання й сусідства.

Центральна внутрішня шестірня встановлюється на провідному валу редуктора. Діаметр  $D_1$  її початкового кола прагнуть мати мінімальним, щоб отримати мінімальний діаметральний габарит редуктора та зменшити колову швидкість  $V_1$  на цьому діаметрі. Не допускається величина  $V_{1\text{макс}} > 120 \dots 150$  м/с, оскільки збільшуються динамічні навантаження в зачепленні зубів. Мінімум значення діаметра  $D_1$  обмежується мінімально допустимою кількістю зубів за умов їх підрізання ( $Z_{1\text{мін}} = 17 \dots 20$ ), мінімально допустимим значенням діаметра провідного валу за умовою передавання максимально можливого крутного моменту збільшенням колового зусилля, що діє на зуби в зачепленні.

Центральну внутрішню шестірню виконують окремо від провідного валу (рис. 2.2) і лише в деяких випадках, при малому діаметрі – як одне ціле з валом. Рознімна конструкція полегшує виготовлення шестірні.

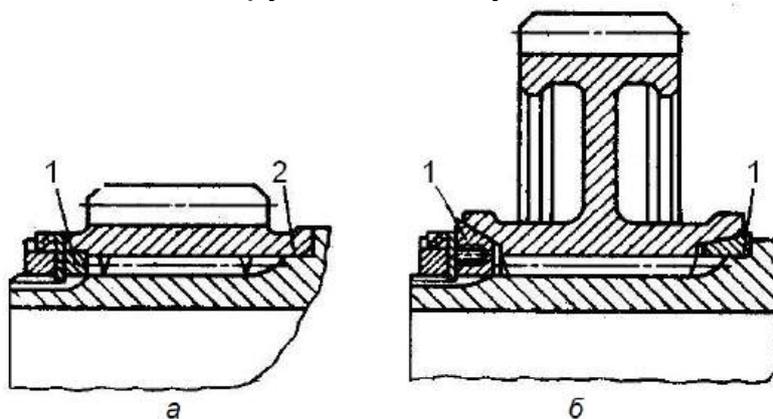


Рис. 2.2. Конструкція центральної внутрішньої шестірні:

а – центрування колеса за допомогою конічного кільця та центрувального пояса; б – центрування колеса за допомогою конічних розрізних кілець; 1 – конічне кільце; 2 – центрувальний пояс

З'єднання центральної шестірні з валом може бути жорстким (шліцьовим, фланцевим, штифтовим) або рухомим. Завдяки цьому вирівнюється навантаження, що передається паралельно працюючими переборами редуктора. Крім того, можливі невеликі неспіввісності, перекоси або прогини провідного вала не спричиняють перекошування шестірні, унаслідок чого зберігається рівномірність розподілу навантаження по довжині зубів. Осьове положення шестірні відносно вала фіксують за допомогою пружинних кілець.

*Центральна зовнішня шестірня* виконується із зубами внутрішнього зачеплення (рис. 2.3). Залежно від кінематичної схеми редуктора ця шестірня може бути нерухомою (укріпленою на корпусі) або обертовою (зв'язаною з маточиною вала повітряного гвинта). Шестірню кріплять до корпусу або до маточини за допомогою рухомих шліцьових з'єднань. Для запобігання руйнуванню корпусу, що виготовляється з легких сплавів, у нього запресовують проміжну сталеву шліцьову втулку.

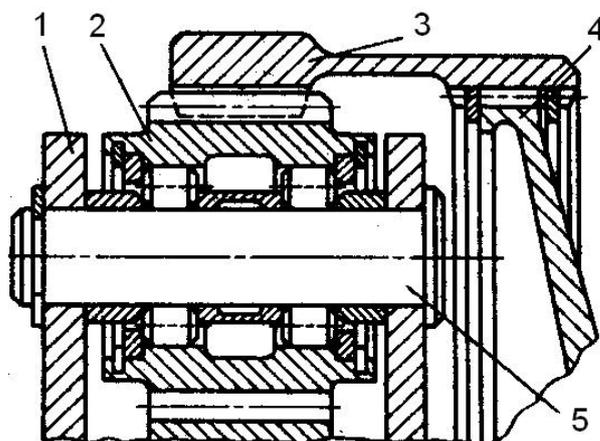


Рис. 2.3. Конструкція центральної зовнішньої шестірні:  
1 – водило; 2 – сателіт; 3 – плаваючий зубчастий вінець зовнішньої шестірні; 4 – маточина вала; 5 – вісь сателіта

У багатьох планетарних редукторах центральну зовнішню шестірню кріплять до корпусу рухомо за допомогою гідравлічних циліндрів вимірювача крутного моменту. Товщину обода шестірні зменшують для того, щоб підвищити його піддатливість. Під дією зусиль у зачепленнях обід деформується в радіальному напрямку, що сприяє вирівнюванню навантаження, яке передається паралельно працюючими переборами.

Проміжні шестерні в редукторах зі співвісними валами розташовуються рівномірно по колу. Кількість проміжних шестерень або переборів має становити щонайменше 2–3, щоб передати потужність паралельними потоками й зменшити навантаження на зуби шестерень, і навіть розвантажити підшипники головних валів від реакцій, що виникають під час передавання зусиль у зачепленні.

Для усунення обмежень у складанні співвісних редукторів часто застосовується конструкція, у якій кріплення одного вінця сателіта (проміжної шестірні) до іншого проводиться після складання, наприклад, штифтами або затягуванням на конусах (рис. 2.4).

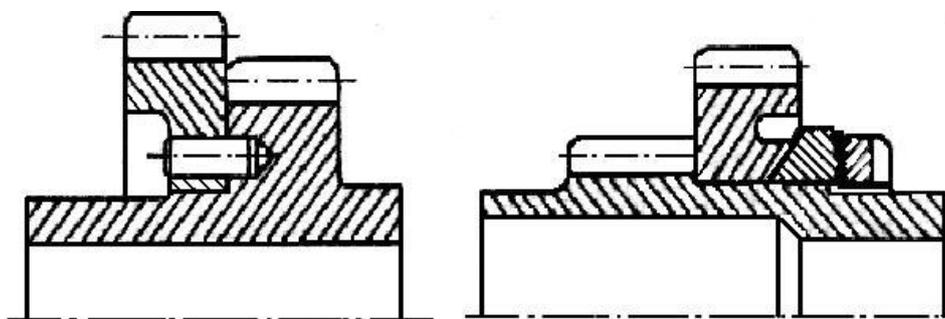


Рис. 2.4. Конструкція двовінцевого сателіта

Шестерні редукторів виготовляють із хромонікельвольфрамових і хромонікельмолібденових сталей марок 12Х2Н4А, 18ХН4ВА, 40ХНМА, 38ХМЮА. Після нарізання зубів робочі поверхні цементують (на глибину 1,0...1,5 мм), азотують (на глибину 0,3...0,8 мм) або ціанують. Зуби виготовляють із високою точністю. Допускається відхилення профілю від еталонного не більше 0,01...0,015 мм, відхилення за крок – не більше 0,01...0,015 мм. Вирівнюванню навантаження, що передається паралельно працюючими переборами, сприяє підбір сателітів по зазору в зачепленні з центральними шестернями. Відхилення величини зазору в зачепленні від номінального в комплекті шестерень має бути не більше 0,05...0,10 мм. Остаточне оброблення зубів полягає у шліфуванні й притиранні для зняття шліфувальних припалів.

Розрахунок зубів на міцність ведеться на режимі, що відповідає максимальній потужності двигуна.

Для невисотного ТГД без обмеження потужності цей випадок відповідає польоту літака біля землі з максимальною швидкістю при низькій температурі повітря ( $T_n = -40^\circ\text{C}$ ). Як розрахункову потужність висотного ТГД беруть потужність обмеження.

Розраховуються контактні напруження та згинальні напруження за методиками, що викладаються в курсі деталей машин. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба через перекося осей, похибки виготовлення тощо беруть таким, що дорівнює 1,1, коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по сателітах – 1,15, коефіцієнт еквівалентного навантаження, що враховує час роботи двигуна на різних режимах, – 0,8...0,9. Контактні напруження в полюсі зачеплення характеризують витривалість робочих поверхонь зубів проти втомного руйнування. У виконаних конструкціях контактні напруження є такими:  $\sigma_{ст} = (8...14) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ ,  $\tau = (3...5) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ . Для зменшення величини контактних напружень збільшують діаметри й ширину зубчастих вінців.

Метою розрахунку зубів на згин є вибір таких розмірів зубів, при яких забезпечується їх достатня втомна міцність. У виконаних конструкціях редукторів згинальні напруження  $\sigma_b = (1,0 \dots 4,2) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ , а запаси міцності  $K = 1,4 \dots 3,0$ . Для зменшення згинальних напружень зменшують кількість зубів і збільшують модуль зубів.

## 2.2. Сателітотримачі

Сателітотримач являє собою коробку з вікнами для розміщення сателітів. На рис. 2.5 показано загальний вигляд сателітотримача редуктора ТГД НК-12, на рис. 2.6 – конструкцію сателітотримача.

За умовами монтажу сателітів і для полегшення виготовлення сателітотримач іноді роблять рознімним. Його виготовляють частіше окремо від вала та кріплять до нього за допомогою фланців і болтів.

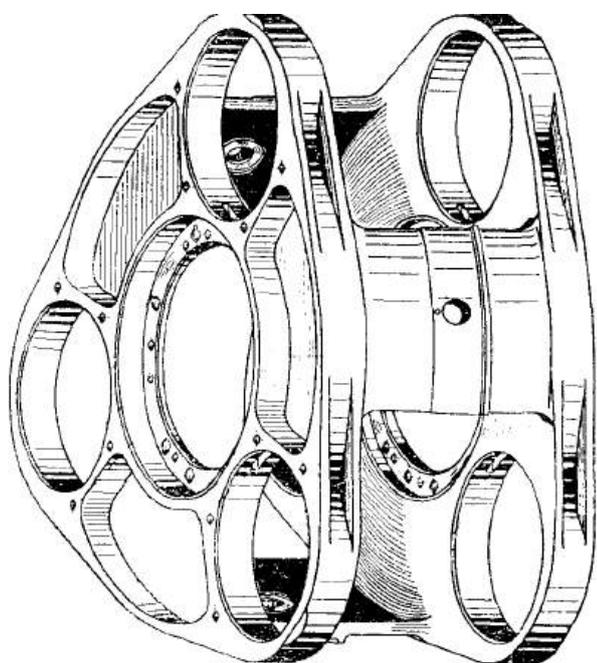


Рис. 2.5. Сателітотримач

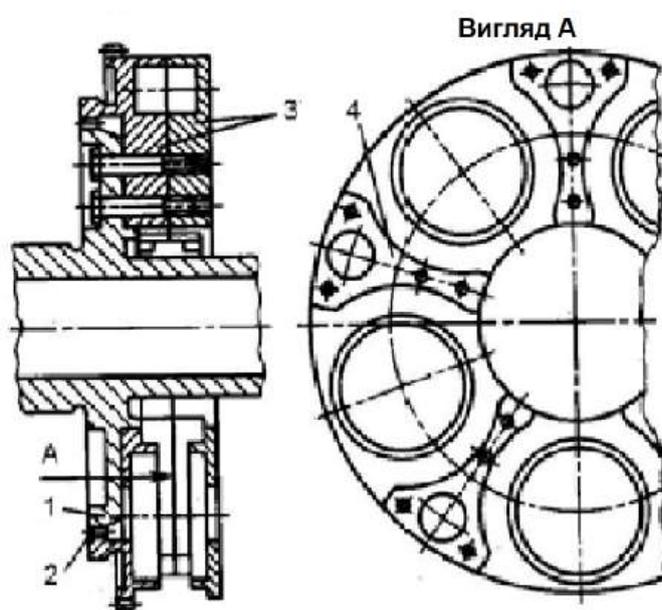


Рис. 2.6. Конструкція сателітотримача:  
1 – фланець вала; 2 – шліцьове з'єднання;  
3 – кришки

Перемички між вікнами сателітотримача мають бути досить жорсткими для того, щоб його задня стінка не поверталася відносно передньої під дією колових зусиль, прикладених з боку сателітів. Такий поворот спричиняє перекося осей сателітів і нерівномірний розподіл навантаження по довжині зубів.

## 2.3. Вали

Валами редуктора є провідний вал і вали повітряних гвинтів. Провідний вал нерідко виконують у вигляді пружної ресори, що має

рухомі шліцьові з'єднання з ротором двигуна і провідною шестірнею редуктора. Завдяки пружності ресори зменшуються динамічні навантаження на зуби шестерень. Осьове положення ресори фіксується відносно ротора двигуна підшипником або упором у сусідні деталі. Вали повітряних гвинтів роблять порожнистими. Внутрішні порожнини використовуються для розміщення масляних магістралей системи зміни кроку гвинта. У передній частині вали мають фланці для кріплення втулок повітряних гвинтів.

Під час розрахунку валів на міцність ураховуються такі основні навантаження:

- 1) крутні моменти на валах;
- 2) сила тяги повітряного гвинта, що розтягує вал на ділянці до упорного підшипника;
- 3) сили інерції гвинта, що виникають під час руху літака з перевантаженням і згинання вала;
- 4) гіроскопічний момент гвинта, що виникає під час еволюцій літака та спричиняє згин вала;
- 5) поперечна сила від косоного обдування гвинта, що виникає під час польоту літака з ковзанням і згинає вал; ця сила для співвісних гвинтів великого діаметра (5...6 м) дорівнює  $(4...6) \cdot 10^4$  Н.

Розрахунковим режимом є режим максимальної потужності двигуна під час еволюцій літака з експлуатаційним навантаженням, що дорівнює 3...4, або під час польоту літака з ковзанням. Розрахунок валів редуктора на міцність є аналогічним розрахунку на міцність валів компресорів і турбін. У виконаних конструкціях редукторів напруження у валах є такими:  $\sigma = (0,5...2,5) \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>,  $\tau = (0,5...3,0) \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>.

Запас утомної міцності при симетричному циклі, коли навантажується вигнутий вал, що обертається, дорівнює 1,2...1,6.

Вали виготовляють із легованих сталей. Для запобігання корозії їх кадмують або оксидують. У місцях можливої появи наклепу (рухомі шліцьові з'єднання) застосовується міднення.

## 2.4. Корпуси

Корпус призначено для розміщення шестерень, валів, опор валів та інших елементів конструкції редуктора, що об'єднуються в єдиний конструктивний вузол. У корпусі нерідко розташовуються приводи до агрегатів двигуна і допоміжних літакових агрегатів. У корпусі редуктора, що прикріплюється до двигуна, виконують кільцевий канал, по якому повітря надходить до компресора. У разі простого редуктора з двома діаметрально розташованими переборами роблять два бічні канали, що не збільшує діаметрального габариту корпусу.

Розробляючи конструкцію корпусу, приділяють велику увагу забезпеченню його високої жорсткості. Недостатня жорсткість корпусу призводить до перекосів шестерень і порушення їх зачеплення. Корпуси,

посилені ребрами жорсткості, виготовляють литтям із магнієвих або алюмінієвих сплавів. За умовами складання редуктора поперечні перегородки виконують знімними. При розміщенні в корпусах підшипників шестерень або валів необхідно забезпечити надійне центрування та фіксацію перегородок відносно корпусу. Корпуси, виготовлені з магнієвих сплавів, фторуються і зовні зафарбовуються. Носок редуктора в місці виходу вала повітряного гвинта з корпусу редуктора ущільнюють за допомогою маслоущільнювальних кілець, манжет, маслосгінної різі, маслорідбивного диска або комбінації цих ущільнень. Корпус редуктора кріпиться до корпусу компресора за допомогою жорсткого фланця, болтів або шпильок. Стики корпусних деталей ущільнюються за допомогою самовулканізуювальних теплостійких герметиків, що не взаємодіють з повітрям, маслом і паливом.

### **3. ДОДАТКОВІ ПРИСТРОЇ**

#### **3.1. Вимірювачі крутного моменту**

Вимірювачі крутного моменту (ВКМ) застосовуються в літакових ТГД і в ТРД гелікоптерів для визначення потужності двигуна на зльоті та в польоті, а також у процесі його доведення та випробувань. На злітному режимі ВКМ показує наявність достатньої для зльоту потужності, на великих швидкостях польоту обмежує, якщо необхідно, максимально допустиму за умовами міцності редуктора величину потужності, на крейсерському режимі польоту дає змогу льотчику підтримувати роботу двигуна на економічному режимі, у разі виходу двигуна з ладу приводить у дію автомат, що встановлює лопаті гвинта у флюгерне положення, тим самим запобігаючи аварії літака.

ВКМ поділяють на гідромеханічні, електронні та електромеханічні. У сучасних ГТД застосовуються переважно гідромеханічні ВКМ як найпростіші в конструктивному відношенні й надійні в експлуатації. Як приклад гідромеханічного ВКМ розглянемо важільний ВКМ (рис. 3.1), що використовується в редукторах, у схемі яких є шестерні з нерухомими осями (наприклад, у редукторах ТГД АІ-20). Важільний ВКМ вимірює крутний момент, що діє на корпус редуктора і зрівноважується моментом від сил тиску масла на поршні гідроциліндрів.

При збільшенні крутного моменту поршні переміщуються всередину гідроциліндрів, прикриваючи отвори для зливання масла, унаслідок чого тиск масла в гідроциліндрах також збільшується. Тиск масла в системі створюється спеціальним маслососом ІКМ, установленим на редукторі, і вимірюється манометром, шкала якого градується в одиницях вимірювання крутного моменту або безпосередньо в одиницях потужності, якщо частота обертання двигуна на всіх режимах підтримується постійною.

У редукторах, що не мають шестерень з нерухомими осями (наприклад, у диференціальному незамкненому редукторі співвісних гвинтів ТГД НК-12), застосовується торсійний ВКМ, принцип дії якого базується на перетворенні величини кута закручування провідного вала редуктора на величину тиску масла. Кут пружного закручування вала є пропорційним крутному моменту  $M$ , що передається через вал:

$$\varphi = \frac{ML}{I_p G},$$

де  $I_p$  – полярний момент інерції перерізу вала;  $G$  – модуль пружності другого роду матеріалу вала (модуль зсуву);  $L$  – довжина вала між перерізами, поворот яких один відносно одного вимірюється.

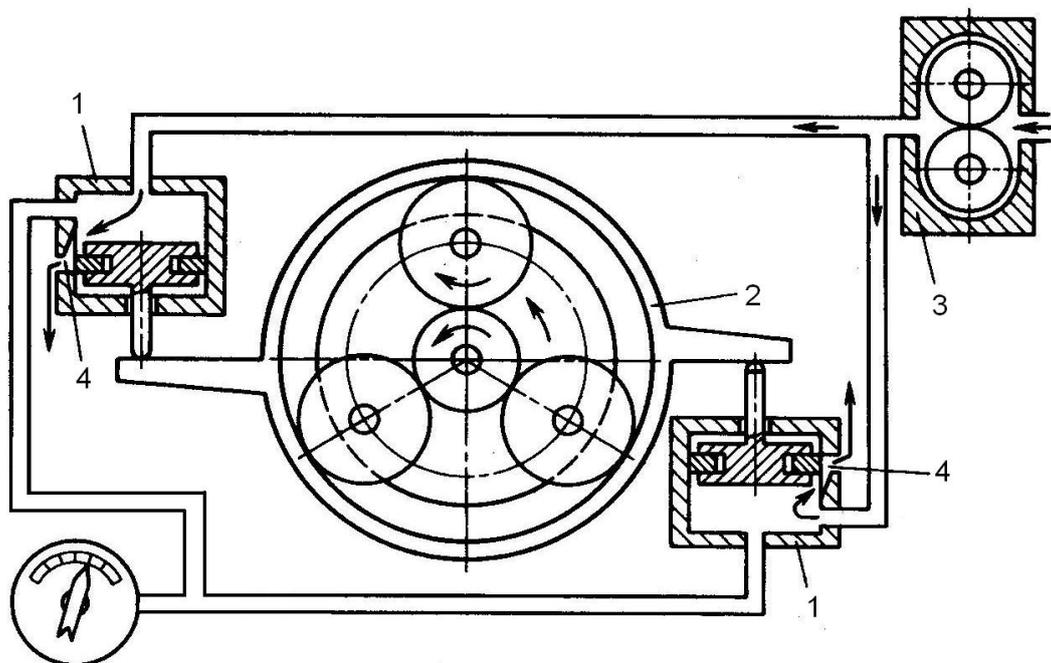


Рис. 3.1. Схема гідромеханічного важільного ВКМ:  
1 – гідроциліндр; 2 – корпус проміжних шестерень;  
3 – маслонасос; 4 – отвори для зливання масла

Одну з можливих конструкцій торсійного ВКМ (редуктор ТГД НК-4) зображено на рис. 3.2.

Усередині порожнистого вала 7, що передає крутний момент, поміщається стрижень 1, не навантажений крутним моментом. Один кінець стрижня зв'язаний з валом 2 штифтами, на іншому, вільному, розташована лопатева втулка 12 дросельного механізму. Робоча лопать виготовляється зі сталі 12Х2Н4А та цементується. У робочу щілину

вимірювача, утворену лопаттю, через канал 21 підводиться масло від спеціального маслососа (друга лопать – неробоча, є противагою).

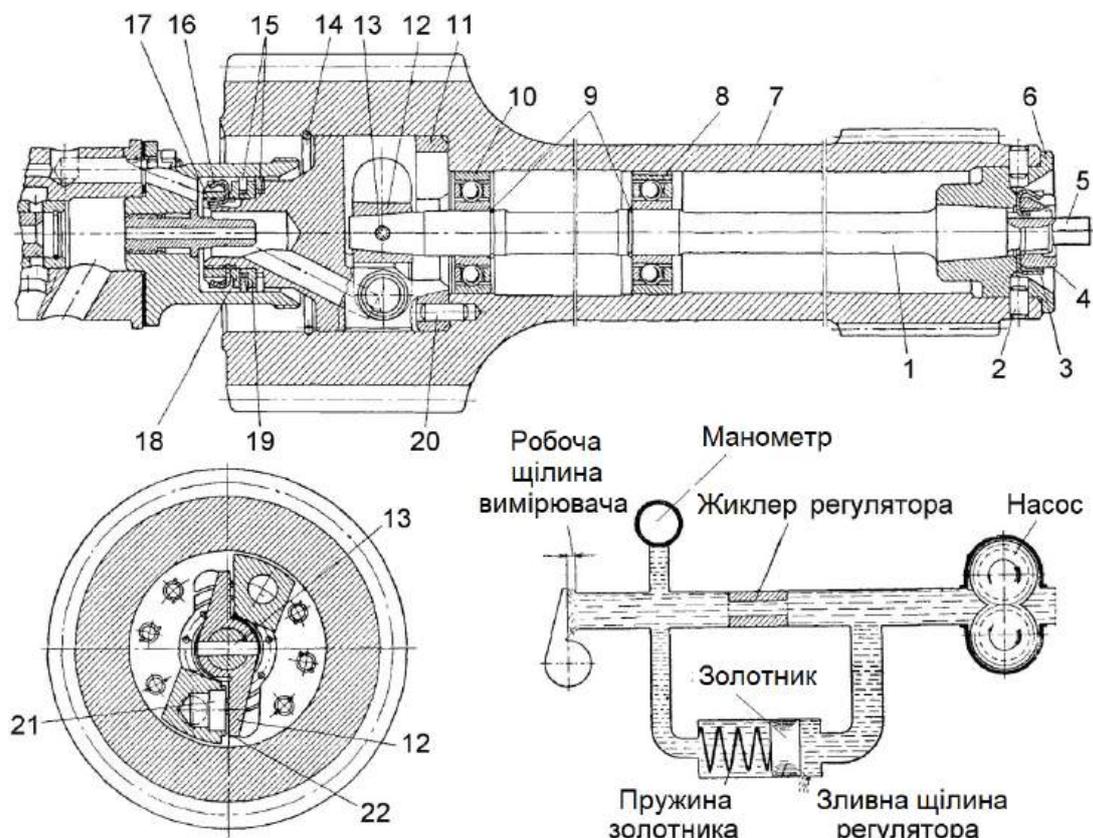


Рис. 3.2. Торсійний ВКМ:

1 – ресора вимірювача; 2 – штифт кріплення втулки; 3, 16 – контрування; 4, 17 – гайки; 5 – шестигранний хвостовик ресори; 6 – втулка; 7 – приводний вал; 8 – задній підшипник ресори; 9 – стопорні кільця підшипника; 10 – передній підшипник ресори; 11 – корпус вимірювача; 12 – лопатева втулка; 13 – штифт кріплення лопатевої втулки; 14 – стопорне кільце; 15 – маслощільнювальні кільця; 18, 19 – кільцетримачі; 20 – штифт кріплення корпусу ВКМ; 21 – канал підведення масла до робочої щілини; 22 – робоча щілина вимірювача

При навантаженні вала крутним моментом пропорційно змінюється його пружне закручування, відповідно змінюються величина робочої щілини вимірювача, злив масла і тиск масла, що вимірюється манометром.

Для забезпечення подавання постійної кількості масла у вимірювач незалежно від тиску в системі й кількості масла, що надходить від насоса

в систему, передбачено регулятор, що складається з жиклера й золотника з пружиною, що регулює зливання масла через щілину регулятора.

В електронних ВКМ замір крутного моменту здійснюється безконтактним способом за кутом закручування торсіона, що обертається. Конструкція містить індуктори, що взаємодіють з індукційними датчиками. Оцінювання закручування торсіона і, як наслідок, крутного моменту проводиться за величиною неузгодженості сигналів індукційних датчиків.

### 3.2. Датчик негативної тяги

Датчик негативної тяги формує команду ввімкнення системи автоматичного флюгування повітряного гвинта у разі виникнення на гвинті великої тяги, спрямованої проти польоту літака. Схему датчика негативной тяги показано на рис. 3.3.

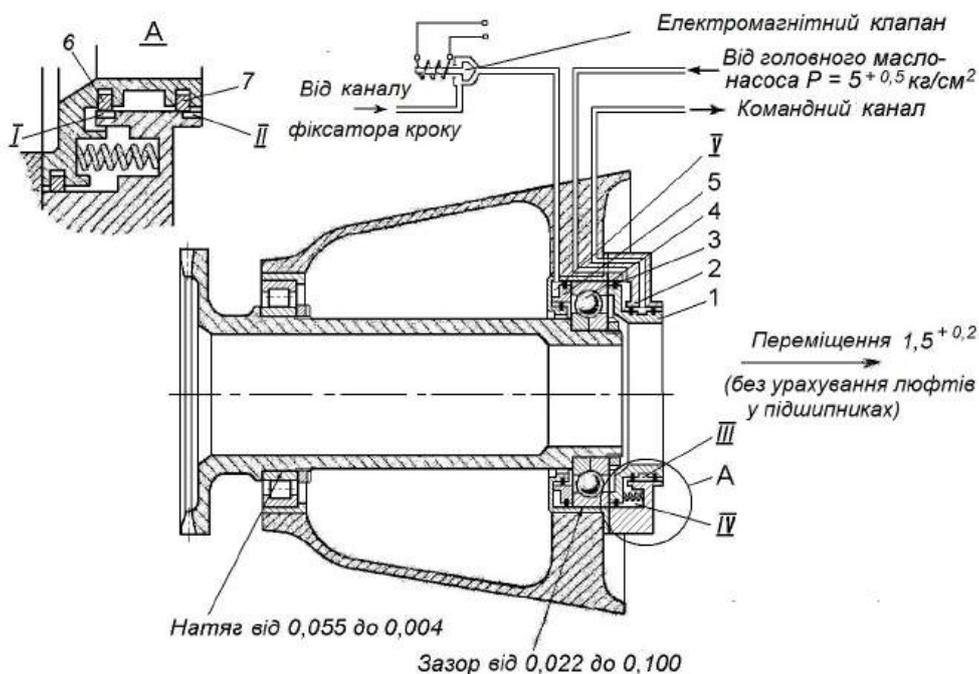


Рис. 3.3. Датчик негативної тяги:

- 1 – поршень; 2 – циліндр; 3, 6, 7 – кільця ущільнювачів; 4 – шарикопідшипник;  
 5 – поршень перевірного пристрою; I – щілина для протікання масла в командний канал; II – щілина для скидання масла з командного каналу;  
 III – кільцева проточка; IV – порожнина; V – порожнина перевірного пристрою

Умови, при яких виникає негативна тяга, створюються, якщо відмовляє двигун у польоті та в інших випадках.

Вимірювач негативної тяги встановлюється на опорі вала гвинта, що передає тягу на корпус редуктора. У разі негативної тяги вал повітряного гвинта переміщається, унаслідок чого виробляється керувальний сигнал у вигляді тиску масла. Цей сигнал надходить у гідравлічну систему керування кроком гвинта, яка переводить гвинт у флюгерне положення.

### 3.3. Муфти вільного ходу вертолітних редукторів

Муфта вільного ходу (МВХ) призначена для плавного, безударного автоматичного зчеплення вала двигуна з валом головного редуктора при запуску двигуна, роз'єднання цих валів у разі відмови двигуна в польоті, забезпечення можливості роздільного випробування кожного двигуна в силовій установці з двома двигунами. Найбільш широкого застосування набули роликові МВХ (рис. 3.4), що мають велику здатність навантаження при малих габаритах, високу швидкість холостого ходу, є безшумними в роботі.

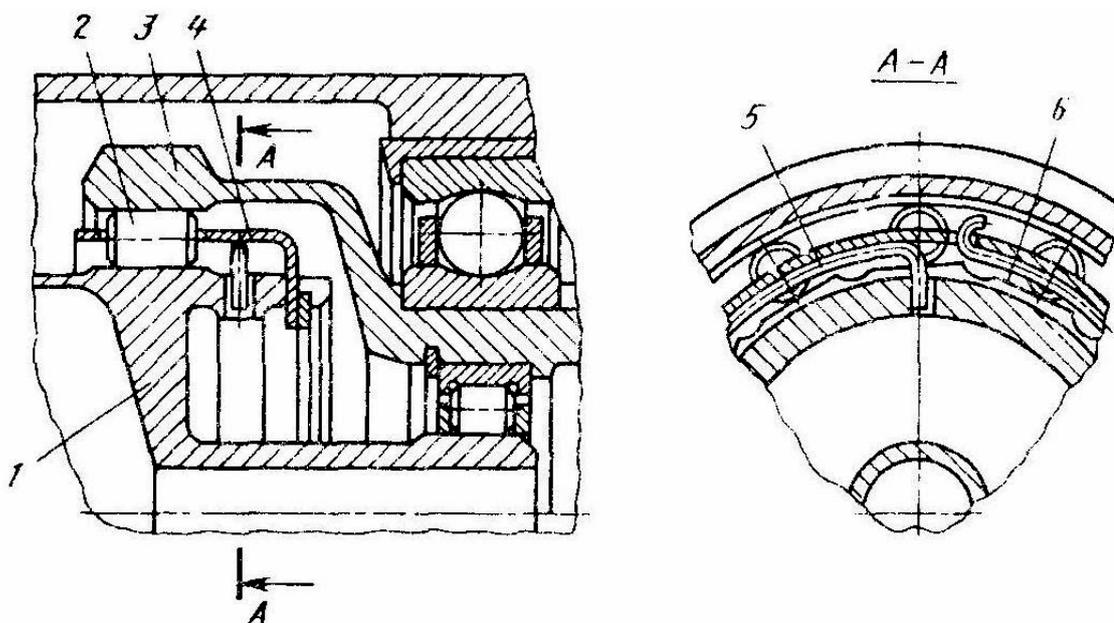


Рис. 3.4. Конструкція роликової МВХ:

- 1 – провідний вал; 2 – ролик; 3 – ведений вал; 4 – сепаратор;  
5 – пружина; 6 – лиска

Основними конструктивними елементами роликової МВХ є провідна ланка (зірочка), ведена ланка (обойма), ролики, що заклинюються, і сепараторний притискний (вмикальний) пристрій (див. рис. 3.4).

Призначення притискного пристрою – забезпечення постійного контакту роликів з обоймою і зірочкою з метою усунення «мертвого ходу» у період заклинювання, одночасного заклинювання всіх роликів, рівномірного розподілу навантажень між роликами і по довжині кожного з них.

### 3.4. Запобіжна фрикційна муфта

Фрикційна муфта (ФМ) призначена для запобігання руйнуванню ресори, що з'єднує турбіну та редуктор.

Основними конструктивними елементами ФМ є корпус провідної частини 1 і корпус веденої частини 2. У корпусі провідної частини є внутрішні шліці, що входять у зачеплення із провідними дисками 3. Ведена частина має зовнішні шліці, на яких установлено ведені диски 4. (рис. 3.5). Диски між собою підтиснені пружним ексцентриком 5.

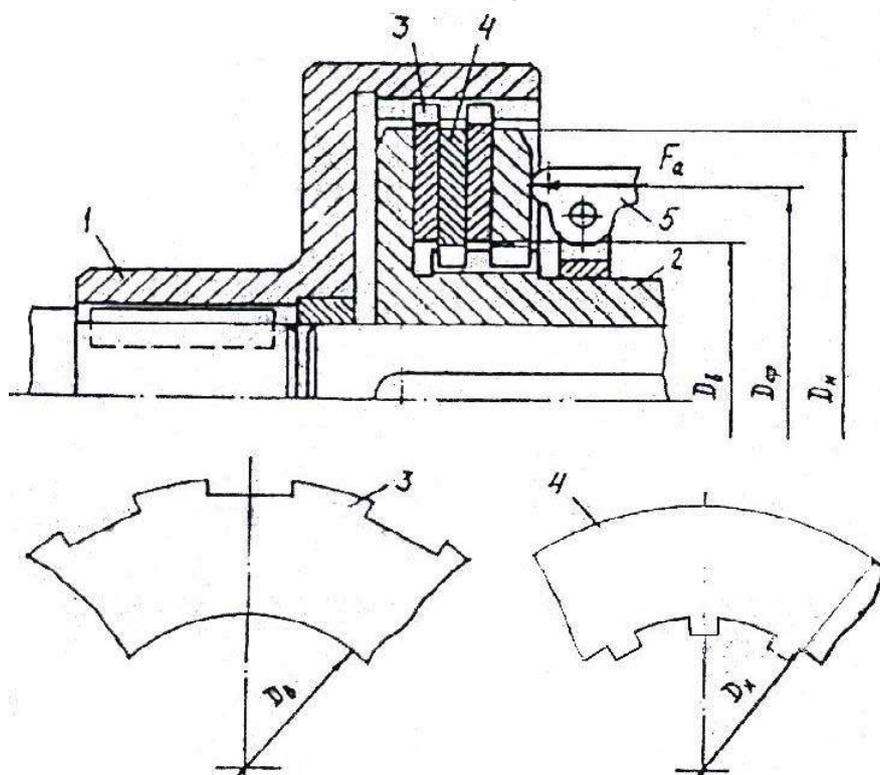


Рис. 3.5. Конструкція запобіжної ФМ:

1 – корпус провідної частини; 2 – корпус веденої частини; 3 – провідний диск; 4 – ведений диск; 5 – пружний ексцентрик

Крутний момент передається внаслідок сил тертя між дисками. Якщо крутний момент перевищує допустиме значення, то відбувається проковзування дисків і крутний момент не передається. Таким чином відбувається запобігання руйнуванню ресори.

### 3.5. Гальмо вала несного гвинта

Гальмо вала несного гвинта (рис. 3.6) призначено для запобігання обертанню трансмісії під час стоянки вертольота, що спричиняється вітром.

Для зменшення навантаження на гальмо його встановлюють на вал приводу хвостового гвинта.

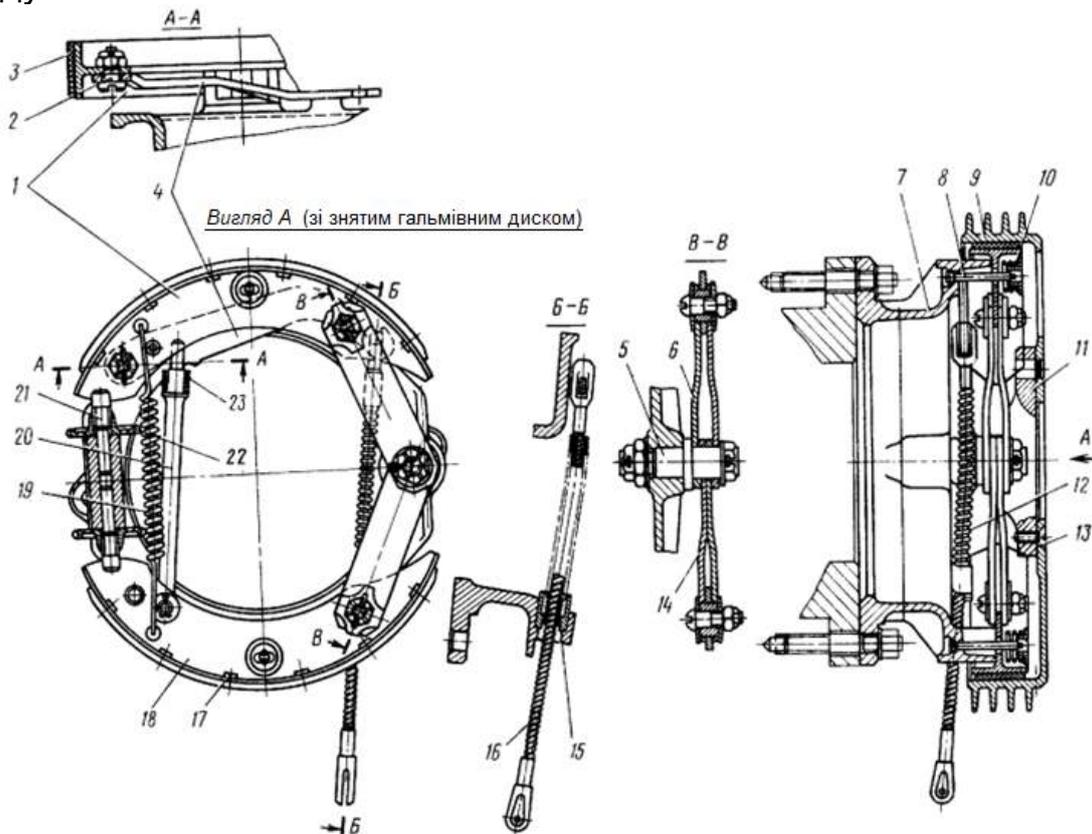


Рис. 3.6. Конструкція гальма вала несного гвинта:

1, 18 – гальмівна колодка; 2 – гвинт кріплення важеля; 3 – фрикційна накладка; 4, 6, 14 – важелі; 5 – фланець кріплення важеля; 7 – корпус гальма; 8 – штифт; 9 – ребро жорсткості; 10 – гальмівний барабан; 11 – фланець кріплення барабана; 12 – зворотна пружина троса; 13 – фланець барабана; 15 – опорна втулка; 16 – трос; 17 – заклепка; 19 – пружина; 20 – розпирний шток; 21 – опорний шток; 22 – вуха опорного штока; 23 – регулювальний наконечник

Для гальмування застосовується барабанний фрикційний механізм. Гальмівний барабан 9 кріпиться до вала приводу хвостового гвинта. Гальмівні колодки 1, 18 зтягуються за допомогою троса 16 з кабіни льотчика. На гальмівних колодках 1, 18 наклепані заклепками 17 фрикційні накладки 3. Для рівномірного притискання колодок

використовуються важелі 4, 6, 14. Колодки у вимкненому гальмівному пристрої утримуються пружиною 19. Притискне зусилля регулюється розпирним штоком 20 з регульованим наконечником 23. Зазор між колодками та барабаном при непрацюючому гальмі регулюється опорним штоком 21.

## 4. РЕДУКТОР ДВИГУНА АІ-20

### 4.1. Кінематична схема редуктора

Редуктор призначений для передавання надмірної потужності газової турбіни ТВД на повітряний гвинт та узгодження найвигідніших частот обертання ротора двигуна і гвинта.

За кінематичною схемою (рис. 4.1) редуктор – диференціальний замкнений.

На провідному валу-ресорі встановлено провідне зубчасте колесо  $Z_1$ , що знаходиться в зачепленні з шістьма зубчастими колесами-сателітами  $Z_2$ , які, своєю чергою, знаходяться в зачепленні із зубчастим колесом  $Z_3$ . Шестерні  $Z_2$  крім обертання навколо своїх осей об'єднуються по зубчастому колесу  $Z_3$  валом гвинта.

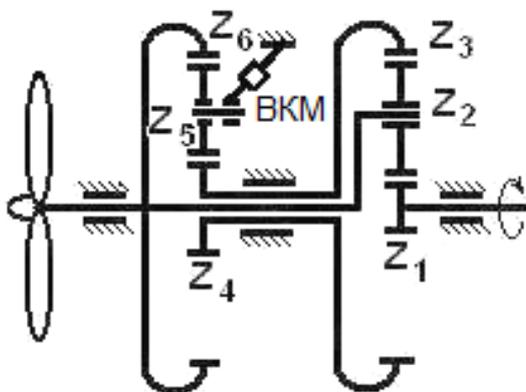


Рис. 4.1. Кінематична схема редуктора двигуна АІ-20

Зубчасте колесо  $Z_3$  з'єднане з провідним зубчастим колесом  $Z_4$ , яке знаходиться в зачепленні з шістьма проміжними (паразитними) зубчастими колесами  $Z_5$ , що обертаються навколо осей, запресованих у нерухомий корпус перебора.

Шестерні  $Z_5$  передають обертання зубчастому колесу  $Z_6$  внутрішнього зачеплення, маточині перебора і валу гвинта.

Корпус шестерень  $Z_5$  з'єднаний з корпусом редуктора через вимірник крутного моменту (ВКМ) і є нерухомою ланкою.

Таким чином, крутний момент від ротора двигуна на вал гвинта передається паралельно двома шляхами: через корпус сателітів (шестерні  $Z_1$ ,  $Z_2$  і  $Z_3$ ) близько 30 % і через замикальну передачу (шестерні  $Z_4$ ,  $Z_5$  і  $Z_6$ ) – решта (близько 70 %).



**Корпус редуктора** відлито з магнієвого сплаву МЛ5. Корпус має форму зрізаного конуса. У припливах корпусу виконано канали для підведення масла на керування гвинтом і змащення редуктора.

Корпус має фланці для кріплення кришки носової частини редуктора, маслососа ВКМ, електромагнітного клапана. Заднім фланцем корпус редуктора за допомогою шпильок з'єднаний з лобовим картером двигуна.

Внутрішня порожнина корпусу редуктора розділена перегородкою на дві частини: у передній частині розташований вал гвинта з деталями маслорозподілу, а в задній – шестеренний механізм редуктора, датчик автоматичного флюгування й вимірювач крутного моменту.

Усередину корпусу редуктора запресовано литий корпус маслоспускової втулки 5, який забезпечує роздільне підведення масла всередину вала гвинта на керування повітряним гвинтом, на змащення й охолодження деталей редуктора.

Система маслоспуску має маслоущільнювальні пристрої, що створюють достатню герметичність масляних порожнин під час спуску масла у вал, що обертається. Це забезпечується кільцевим ущільненням з обертовою кільцеутримувальною втулкою 4 і бронзовими ущільнювальними кільцями.

До заднього фланця корпусу редуктора кріпиться чашоподібна діафрагма 17, відлита з магнієвого сплаву.

Провідний вал-ресора, виготовлений зі сталі 40ХНМА й термічно оброблений, передає крутний момент від ротора двигуна до редуктора. На кінцях вал має азотовані зовнішні евольвентні шліци. Шліцами переднього кінця вал-ресора з'єднаний з провідним зубчастим колесом редуктора 18, а шліцами заднього кінця – з ротором компресора. Шліци заднього кінця вала-ресори покриті міддю для запобігання наклепу.

Диференціальний механізм складається з таких основних деталей: провідне зубчасте колесо 18, корпус сателітів 15, шість зубчастих коліс-сателітів 23, їх осі 22, зубчасте колесо внутрішнього зачеплення, маточина планетарного механізму 13 і деталі сателітних підшипників.

Провідне зубчасте колесо вільно встановлюється на шліцах провідного вала. Вільна посадка на шліцах дає змогу колесу самовстановлюватися по сателітах під час роботи. Від осьового зміщення зубчасте колесо фіксується двома пружинними кільцями.

Корпус сателітів має вигляд шестигранної коробки із вікнами, у яких монтуються зубчасті колеса-сателіти. Корпус своїми шліцами з'єднується з внутрішніми шліцами вала гвинта й центрується в отворі втулки 6, запресованої всередину вала гвинта.

У стінках корпусу сателітів 15, з'єднаних шістьма стояками, виконано шість рівномірно розташованих отворів, у які запресовані осі сателітів.

Шестерні-сателіти термічно оброблені, цементовані по профілю зубів і встановлені в корпусі сателітів на двох рядах роликів 20. Біговими

доріжками для роликів є внутрішні цементовані поверхні сателітів і зовнішні поверхні осей.

Вісь сателіта – порожниста, на одному її кінці є буртик, на іншому – кільцева канавка під стопорне кільце. Усередині осі встановлюється порожниста заглушка 21, що має лабіринтові ребра.

Зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 14 азотовано по профілях зубів і з'єднане на шліцах з маточиною планетарного механізму 13. Від осьових переміщень колесо фіксується пластинчастими стопорними кільцями. Внутрішніми шліцами маточина з'єднана з провідним зубчастим колесом перебора 10 і від осьових переміщень фіксується шарикопідшипником 16.

**Ступінь перебора** складається з таких основних деталей: провідне зубчасте колесо 10, корпус перебора 11, шість проміжних зубчастих коліс 25, зубчасте колесо внутрішнього зачеплення 9, маточина перебора 26 і деталі роликів підшипників.

Проміжні зубчасті колеса, осі, зубчасте колесо внутрішнього зачеплення й деталі роликів підшипників ступеня перебора є взаємозамінними з аналогічними деталями диференціального механізму.

У центральному отворі правої стінки корпусу перебора є шліци для зчленування з вінцем механізму ВКМ, який зв'язує корпус перебора через циліндри й поршні ВКМ з корпусом редуктора.

Маточина перебора 26 з'єднується шліцами з валом гвинта. Для запобігання надирам під час монтажу шліци освинцьовано. На стінці маточини встановлено провідне зубчасте колесо 8 приводу маслососа ВКМ.

**Вал гвинта** передає крутний момент на повітряний гвинт, сприймає тягу гвинта, згинальний момент від маси гвинта й гіроскопічний момент. Вал гвинта 2 – порожнистий, установлений у корпусі редуктора на двох підшипниках: передній підшипник – роликівий опорний, задній – кульковий радіально-упорний. Усередині вала встановлена маслоспускна пробка вала гвинта 1, через яку масло подається на керування гвинтом і змащення деталей редуктора.

У передній частині вал гвинта має фланець з торцевими трикутними шліцами й отвори для з'єднання з втулкою повітряного гвинта.

**Вимірювач крутного моменту** визначає гвинтову потужність двигуна під час його роботи на землі та в польоті.

Для встановлення ВКМ використано корпус перебора (як нерухома ланка), який з'єднується з корпусом редуктора і передає на нього зусилля від крутного моменту. Величина крутного моменту, що діє на корпус перебора, становить близько 70 % від крутного моменту, що передається на повітряний гвинт від двигуна.

Зв'язок між корпусом перебора і корпусом редуктора здійснюється вінцем 12 і шістьма циліндрами з поршнями 24.

Робота ВКМ ґрунтується на принципі рівноваги між моментом, що

передається корпусом перебора на вінець, і протидійним моментом, що створюється на цьому ж вінці тиском масла в шести циліндрах. Рівність між цими моментами забезпечується скиданням певної кількості масла з циліндрів через маслоскидальні канавки (рис. 4.3), прохідний переріз яких змінюється при переміщенні поршня відносно циліндра.

Зі змінням прохідного перерізу маслоскидних канавок змінюється тиск масла в системі ВКМ залежно від величини переданого крутного моменту.

Таким чином, тиск масла в системі ВКМ є пропорційним величині гвинтової потужності на будь-якому режимі роботи двигуна. Вимірюється тиск масла манометром, шкала якого проградуїрована в одиницях потужності.

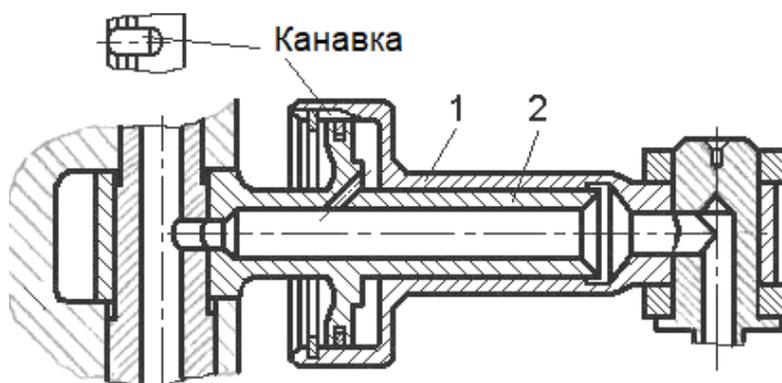


Рис. 4.3. Гідроциліндр ВКМ:  
1 – циліндр; 2 – поршень

**Датчик автоматичного флюгування** за негативною тягою – це пристрій, що подає команду на автоматичне введення лопатей гвинта у флюгерне положення при появі на валу гвинта негативної тяги, що перевищує величину налаштування датчика.

Якщо на вал гвинта в напрямку проти польоту буде діяти осьова сила, що перевищує величину налаштування датчика, то ця сила, подолавши протидію пружин і тиск масла на поршень 29, перемістить вал гвинта, шарикопідшипник 30 і поршень 29 у крайнє праве положення. Це приведе до падіння тиску масла в командному каналі. За цим сигналом подається команда на введення гвинта у флюгерне положення з одночасним припиненням подавання палива в камеру згоряння двигуна.

**Система мастила редуктора** забезпечує змащення й охолодження тертьових поверхонь деталей редуктора (рис. 4.4), підведення масла на керування повітряним гвинтом і в робочі порожнини циліндрів ВКМ.

Масло під тиском подається до редуктора головним масляним насосом, установленим на лобовому картері двигуна.

Зуби шестерень, рухомі шліцьові з'єднання, високообертні підшипники змащуються й охолоджуються маслом, яке подається з маслосистеми струминними форсунками.

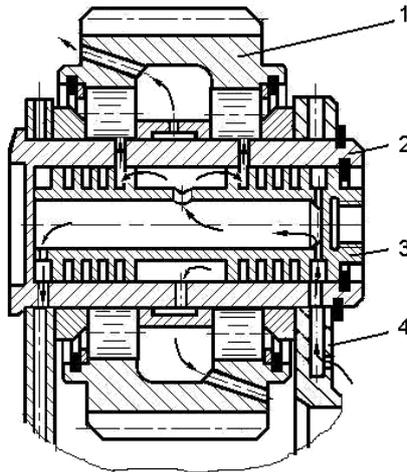


Рис. 4.4. Схема змащення підшипників сателітів:  
1 – шестірня-сателіт; 2 – вісь; 3 – маслорозподільна заглушка; 4 – корпус сателітів

Підшипники вала гвинта змащуються розбризкуванням. Підведення масла до підшипників сателітів здійснюється по просвердлинах у корпусі сателітів і по каналах у маслорозподільних заглушках, установлених в осях сателітів.

Відпрацьоване масло скидається в нижню частину порожнини корпусу редуктора, звідки по просвердлинах зливається в порожнину лобового картера двигуна.

### 4.3. Конструкційні матеріали деталей редуктора

Високонавантажені деталі редуктора виготовлені з високоякісних легованих хромонікелевих і хромонікельмолібденових цементованих та азотованих сталей, зубчасті колеса, осі сателітів, маточини – зі сталей 12Х2Н4А, 38ХМВА, корпус сателітів, корпус перебора, вал-ресора – 40ХНМА, болти, шпильки – 18ХНВА, 40ХНМА, корпус редуктора – з магнієвого сплаву МЛ5.

### 4.4. Можливі несправності редуктора в експлуатації

Відмови редуктора найчастіше є наслідком низької якості виготовлення деталей, порушення технології складання або правил експлуатації та технічного обслуговування.

В експлуатації спостерігаються втомні руйнування підшипників, зубчастих коліс і ресор.

Причинами руйнування зубчастих коліс можуть бути:

- заклинювання зубів через недостатні зазори в зачепленнях або через потрапляння сторонніх предметів;
- виробничі дефекти;
- великі вібраційні напруження від резонансних коливань полотна

шестерень разом із зубчастими вінцями.

Несправності виявляються за стороннім шумом і стуком у редукторі. Початок руйнування деталей можна виявити також за появою металевої стружки на масляних фільтрах.

## 5. РЕДУКТОР ДВИГУНА НК-12

### 5.1. Кінематична схема редуктора

Редуктор призначений для передавання надмірної потужності газової турбіни ТГД на два співвісні повітряні гвинти й узгодження найвигідніших частот обертання ротора двигуна та гвинтів.

На двигуні встановлено диференціальний однорядний редуктор зі здвоєними сателітними шестернями. Кінематичну схему редуктора зображено на рис. 5.1, загальний вигляд – на рис. 5.2.

З рівняння зв'язку частот обертання випливає, що при незмінній частоті обертання ротора турбіни  $n_T$  збільшення частоти обертання переднього гвинта приводить до зменшення частоти обертання заднього гвинта, і навпаки. Але при нормальній роботі системи регулювання гвинтів підтримується рівність частот обертання переднього й заднього гвинтів унаслідок відповідного змінення кутів установлення лопатей.

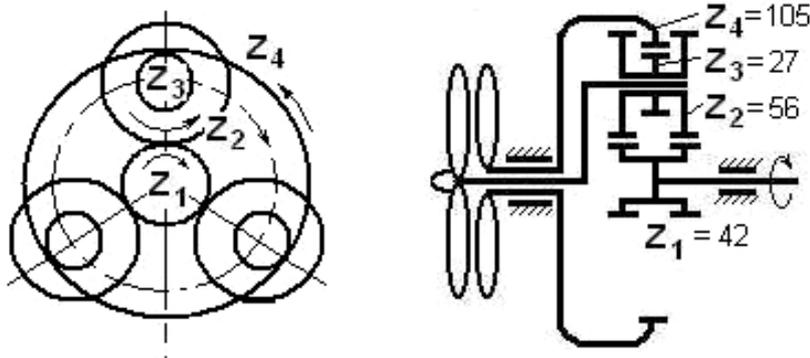


Рис. 5.1. Кінематична схема редуктора ТГД НК-12

Частоти обертання переднього й заднього гвинтів визначаються формулою

$$n_{n.гв} = n_{з.гв} = n_T \left| 1 + \frac{z_2 z_4}{z_3 z_1} \right|.$$

Передатне відношення редуктора  $i = 11,37$ . Характерною особливістю диференціального редуктора, виконаного за наведеною схемою, є високий ККД передачі, що дорівнює 0,992. Однак моменти на передньому й задньому гвинтах не є однаковими, їх зв'язок виражається співвідношенням

$$\frac{M_{n.гв}}{M_{з.гв}} = \frac{i+1}{i-1} = \frac{11,34+1}{11,34-1} = 1,193 \approx \frac{54}{46}.$$

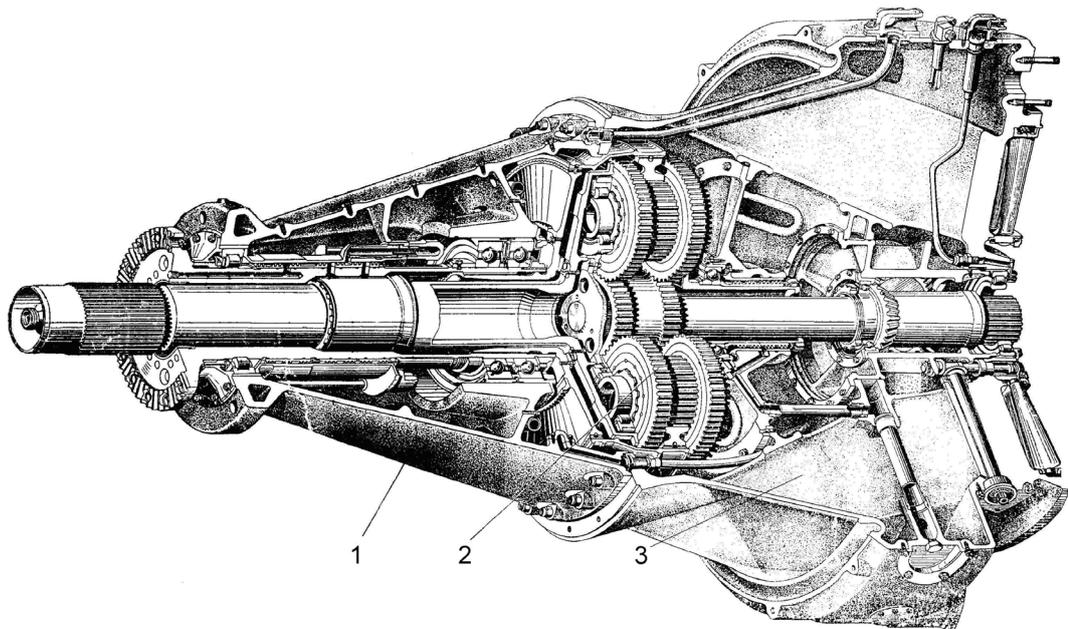


Рис. 5.2. Загальний вигляд редуктора ТГД НК-12:

1 – картер вала заднього гвинта; 2 – ходова частина редуктора; 3 – картер редуктора з приводами

Отже, при однакових частотах обертання гвинтів передній гвинт споживає 54 %, а задній гвинт – 46 % від загальної потужності, яка передається гвинтам, що ускладнює систему регулювання.

## 5.2. Конструкція редуктора

Основним елементом силової частини двигуна є вузол картера вала заднього гвинта (рис. 5.3), який сприймає тягу повітряних гвинтів, масу гвинтів та інші навантаження, що виникають при різних умовах експлуатації двигуна на літаку.

Картер вала має вигляд зрізаного конуса. Для збільшення жорсткості конуса у внутрішній порожнині картера відліто вісім поздовжніх ребер та одне поперечне ребро.

**Роликотідшипник 2** не має внутрішньої обойми, бігова доріжка утворена безпосередньо на валу заднього гвинта. Зовнішня обойма роликотідшипника запресовується в сталеву втулку, яка встановлюється з великим натягом в отвір переднього фланця картера вала заднього гвинта і після фіксації трьома сталевими штифтами розточується у вузлі.

**Шарикотідшипники 24** для збільшення їх вантажопідйомності виконані з внутрішніми рознімними обоймами. Сумарне осьове навантаження для забезпечення однакової довговічності розподіляється між обома підшипниками так: передній підшипник сприймає 50...60 % осьового навантаження, а задній – 40...50 %. При цьому передній шарикотідшипник несе лише незначну частину радіального навантаження внаслідок посадки зовнішньої його обойми у втулку з діаметральним зазором. Для забезпечення зазначеного розподілу навантажень

підшипники перед складанням підбирають за жорсткістю і таврують передній підшипник буквою «Б», задній – буквою «А». Крім того, на зовнішніх обоях підшипників кислотним тавром наноситься стрілка в напрямку польоту, що показує, яким торцем уперед установлюється підшипник.

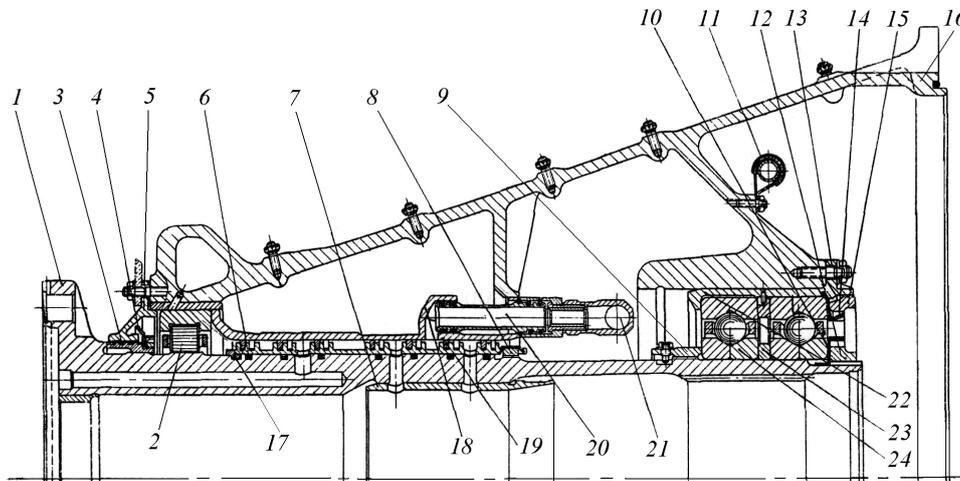


Рис. 5.3. Вузол картера вала заднього гвинта:

- 1 – вал заднього гвинта; 2 – роликпідшипник; 3 – лабіринтове кільце;
- 4 – масловідбивне кільце; 5 – кришка лабіриту; 6 – кільцетримач; 7 – втулка;
- 8, 12, 15 – гайки; 9 – нарізне кільце; 10, 14 – контрування; 11 – хомути;
- 13 – фланець; 16 – корпус; 17 – рознімне кільце; 18 – маслорозподільна втулка;
- 19 – маслоушільнювальне кільце; 20 – трубки підведення масла; 21 – сегменти;
- 22 – втулка шарикопідшипника; 23 – регулювальне кільце;
- 24 – шарикопідшипники

Для зменшення чутливості вала заднього гвинта до концентрації напружень, що спричиняються розташованими в передній частині вала проточками й отворами, уся зовнішня поверхня, за винятком бігової доріжки роликпідшипника, цементується. На передньому кінці вала є фланець, на якому виконано торцеві шліци, через які передається крутний момент на втулку заднього повітряного гвинта. Однозначність установлення втулки забезпечується штифтом, запресованим у фланець втулки і який входить у відповідний отвір у фланці заднього вала. Таким шляхом витримується збіжність отворів на валу та втулці для підведення й відведення масла.

**Ходова частина редуктора** призначена для передавання надлишкової потужності від турбіни до повітряних гвинтів з частотою обертання, у 11,37 рази меншою, ніж частота обертання вала двигуна, і розподілу переданої потужності між переднім і заднім гвинтами. Для цього в ходовій частині редуктора є три ланки. Надмірна потужність турбіни передається через змонтовану на валу центральну внутрішню шестірню  $z_1$  (див. рис. 5.1) на три пари сателітних шестерень  $z_2$ . Від блока сателітів обертання та потужність через сателітотримач і водило передаються на вал переднього гвинта. Зуб кожної сателітної шестірні,

вісь якого збігається з віссю зуба шестірні-вала, таврується знаком «0», що не дає змоги скласти вузол інакше.

Загальний вигляд центральної внутрішньої шестірні зображено на рис. 5.4, блока сателітів – на рис. 5.5.

До заднього гвинта обертання і потужність передаються через шестерні  $z_3$  і  $z_4$  (див. рис. 5.1). Шестірня  $z_4$  складається зі з'єднувального диска та зубчастого вінця, з'єднаних шліцями з «плаваючою» посадкою, що забезпечує мінімальне биття шестерень  $z_3$  і  $z_4$ .

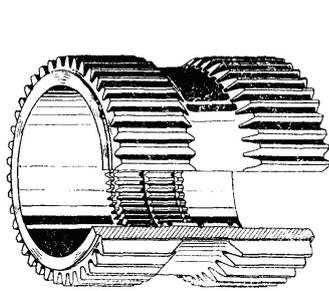


Рис. 5.4. Центральна шестірня

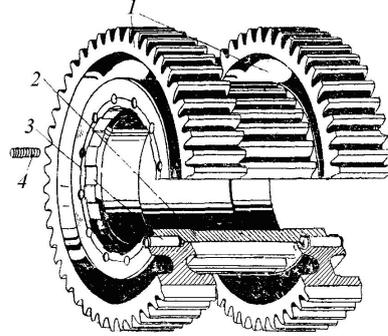


Рис. 5.5. Блок сателітів:  
1 – сателітні шестерні; 2 – шестірня-вал;  
3 – штифт; 4 – нарізний штифт

### Вимірювач крутного моменту – торсійний (рис. 5.6).

Усередині порожнистого вала-ресори 4, що передає крутний момент, установлено стрижень 5, не навантажений крутним моментом. Правий кінець стрижня зв'язаний шліцями з ресорою, лівий вільний кінець через корпус 1 зв'язаний з поршнем 2 кульковою муфтою, яка виключає кутові й допускає осьові зміщення поршня відносно ресори.

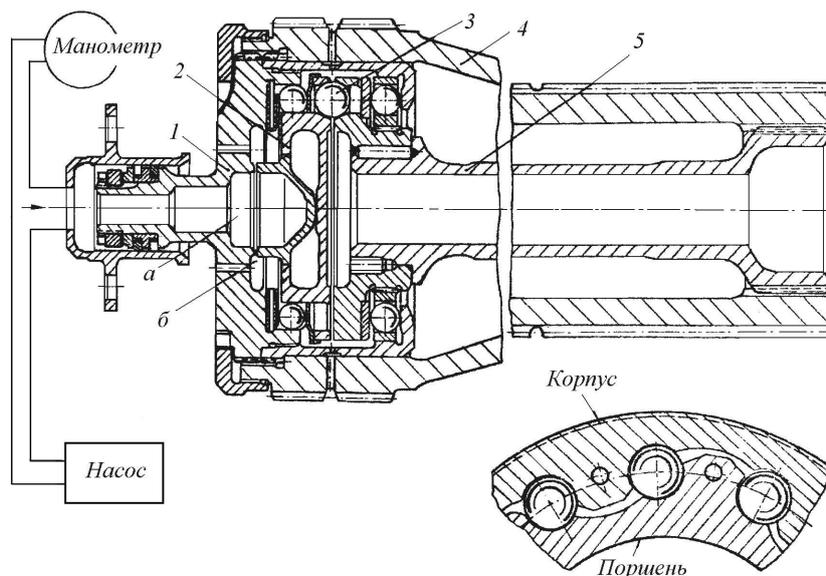


Рис. 5.6. Схема торсійного ВКМ редуктора ТГД НК-12:  
1 – корпус; 2 – поршень; 3 – кульки кулькової муфти;  
4 – вал-ресора; 5 – стрижень

При навантаженні ресори крутним моментом її лівий кінець разом з поршнем 2 повертається відносно стрижня 5. При цьому три кульки 3, викочуючись з конічних лунок, відтискують поршень 2 уліво, зменшуючи щілину, і зливання масла через неї з порожнини «б» є пропорційним моменту навантаження. Тиск масла фіксується манометром, шкалу якого градуйовано в одиницях крутного моменту.

### **5.3. Конструкційні матеріали деталей редуктора**

Корпус редуктора відливається із алюмінієвого сплаву АЛ4. Привідний вал, вали заднього й переднього гвинтів виготовляються зі сталі 12Х2Н4А, ресора приводу маслососа ВКМ – зі сталі 30ХГСА. Центральна внутрішня шестірня, зубчасті вінці блока сателітів, зубчасті вінці передавання крутного моменту до заднього вала виготовляються зі сталі 12Х2Н4А, з'єднувальний диск, призонні болти й сателітотримач – зі сталі 40ХНМА. Пальці встановлення сателітів виконані із сталі 12Х2Н4А з подальшою цементацією всієї поверхні, крім різі. Маслоущільнювальні кільця виготовляються з бронзи БрОС16-5, кільцетримачі – зі сталі 38ХМЮА.

## **6. ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ВР-24**

Головний редуктор ВР-24 являє собою самостійний агрегат і встановлюється на вертольоті для спільної роботи з двома двигунами.

Потужність обох двигунів підсумовує редуктор і передає на вали несного та хвостового гвинтів вертольота. Головний редуктор забезпечує приведення в дію вертолітних агрегатів.

Основні технічні дані редуктора ВР-24:

1. Тип редуктора – шестеренний, триступеневий;
  - перший ступінь – циліндричний, косозубий;
  - другий ступінь – конічний, спіральний;
  - третій ступінь – циліндричний, диференціальний, замкнений.
2. Номінальні частоти обертання валів редуктора, об/хв:
  - вхідних –  $15\,000 \pm 450$ ;
  - вала несного гвинта –  $240 \pm 7$ ;
  - приводу до хвостового гвинта –  $3237 \pm 97$ .
3. Повне передатне відношення валів редуктора:
  - до вала несного гвинта – 62,5;
  - до приводу хвостового гвинта – 4,634;
  - до вентилятора – 2,486;
  - до датчика тахометра Д-1 – 6,29.
4. Габаритні розміри, мм:
  - довжина – 1210;
  - ширина – 885;
  - висота – 1765.
5. Маса сухого редуктора, кг –  $830 + 2\%$ .

## 6.1. Загальне компонування й кінематична схема головного редуктора

Редуктор є окремим агрегатом, що складається з корпусів, механізму редуктора й системи змащення редуктора.

Основний механізм редуктора розташований у литому корпусі, верхня частина якого утворює жорсткий пояс із п'ятьма фланцями для кріплення редуктора до гелікоптера.

Зверху до корпусу редуктора на шпильках кріпиться корпус вала несного гвинта. До нижньої частини корпусу кріпиться піддон, що є маслосбірником редуктора. У нижній частині піддона встановлено масляний агрегат.

Передавання потужності на вал несного гвинта здійснюється через три ступені редукції (рис. 6.1).

Перший ступінь передає обертання від двох двигунів через муфти вільного ходу (обгінні муфти) і шестерні 1 (2 шт.) на циліндричну шестірню 2 з косими зубами. Ці три шестерні утворюють перший ступінь редукції з передатним відношенням 2,88.

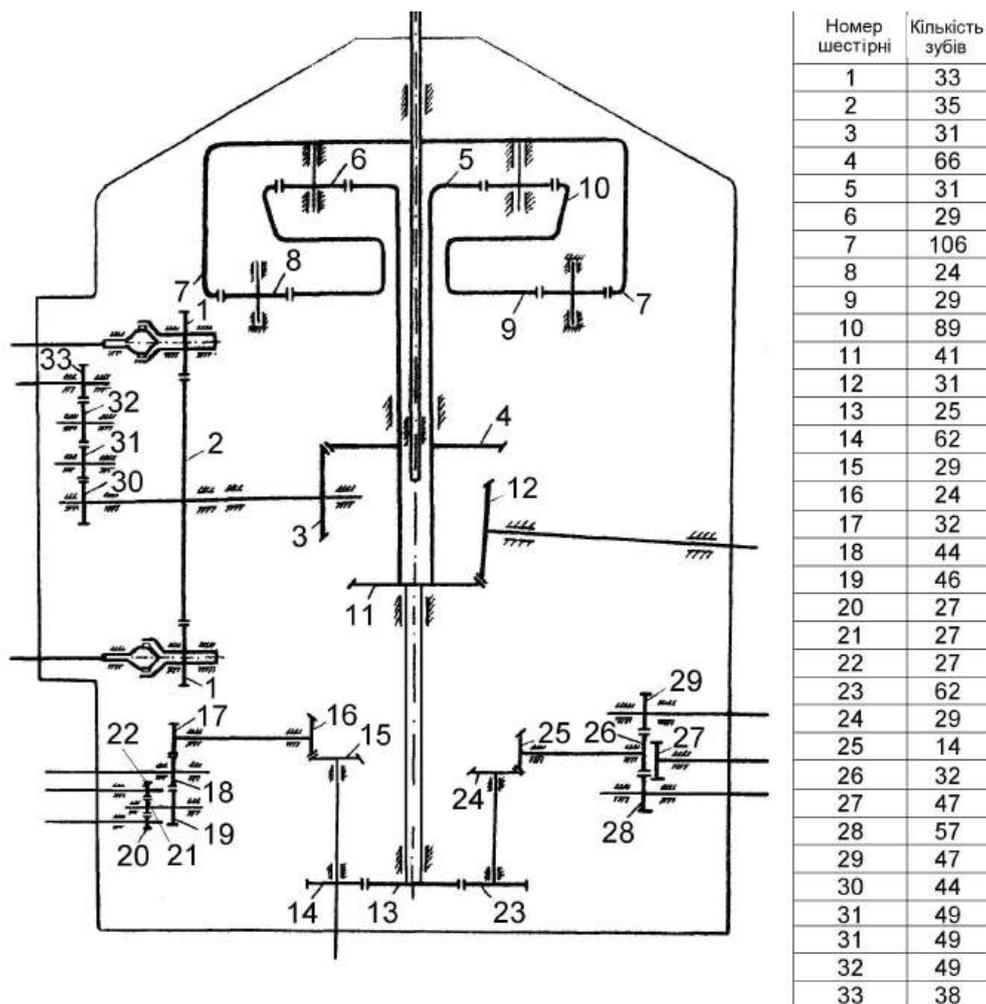


Рис. 6.1. Кінематична схема редуктора ВР-24

Другий ступінь складається з двох конічних шестерень 3 та 4 зі спіральними зубами. Передатне відношення цього ступеня – 2,13.

Третій ступінь є диференціальним, замкненим. Шестерні 5, 6 і 10 являють собою диференціал (усі три ланки обертаються), а шестерні 7, 8 і 9 – замикальний ланцюг диференціала.

Шестірня 5 розміщена на одному валу з конічною шестірнею 4 і є провідною шестірнею диференціала, а шестерні 6 (5 шт.) є сателітами, що з'єднані з валом несного гвинта.

Шестерні 8 (7 шт.) є паразитними шестернями замикального ланцюга.

Таким чином, у третьому ступені крутний момент на вал гвинта передається двома шляхами: через диференціал 5, 6 і 10 (~ 30 %) і через замикальний ланцюг 7, 8 і 9 (~ 70 %).

Сумарне передатне відношення трьох ступенів становить 62,5, що дає можливість отримати на валу несного гвинта частоту обертання  $240 \text{ хв}^{-1}$  при  $15000 \text{ хв}^{-1}$  валів вільних турбін двигунів на вході в редуктор.

Передавання крутного моменту на хвостовий гвинт здійснюється через перший і другий ступені редукції і через додатковий підвищувальний ступінь з двох конічних шестерень 11 і 12 зі спіральними зубами.

Приводи агрегатів виведені на передню, ліву й праву сторони корпусу редуктора й забезпечують передавання потужності до вентилятора, датчиків тахометрів, гідронасосів, компресора АК-50Т1.

## **6.2. Конструкція приводів валів несного гвинта, хвостового гвинта та вентилятора**

### ***Привід вала несного гвинта***

Двигун з'єднується з головним редуктором за допомогою муфти вільного ходу й корпусу цапфи приводу. З'єднання правого й лівого двигунів з редуктором є однаковим.

Вихідний вал двигуна закінчується приводною ресорою, яка з'єднується з муфтою вільного ходу через сферичні шліци шліцьової втулки 8 (рис. 6.2).

Сферична опора та сферичні шліци допускають деяку неспіввісність валів двигуна та редуктора. Для усунення поздовжніх коливань приводної ресори призначено пружину, яка відтискає ресору в бік двигуна.

Муфти вільного ходу (МВХ) забезпечують відімкнення редуктора від одного або двох двигунів у разі зупинки або зменшення частоти обертання, при польоті на режимі авторотації, а також дають змогу проводити роздільний запуск двигунів. Муфта вільного ходу виконана за схемою МВХ із груповим притискним пристроєм. Ролики муфти притискаються до робочих поверхонь зірочки та обойми спеціальними

тангенціальними пружинами, що зв'язують сепаратор і зірочку. Провідний вал MBX 7 установлений на двох підшипниках, один з яких, кульковий, розміщений у цапфі, а інший, роликовий, вмонтований у ведений вал 5.

МСХ має шістнадцять заклинюваних роликів 6, які розділені сепаратором і рівномірно розміщені в кільцевій порожнині, утвореній провідним і веденим валами муфти. Поверхня кільцевої порожнини на веденому валу – циліндрична, але в провідному валу розділена на 16 площадок.

Коли провідний вал 7 набирає швидкості обертання веденого вала 5, ролики 6 заклинюються і вали працюють як єдине ціле.

Коли частота обертання провідного вала двигуна зменшується, ведений вал, обертаючись унаслідок інерції гвинтів або під дією крутного моменту від другого двигуна, обганяє провідний вал, ролики виходять із зачеплення і вали роз'єднуються.

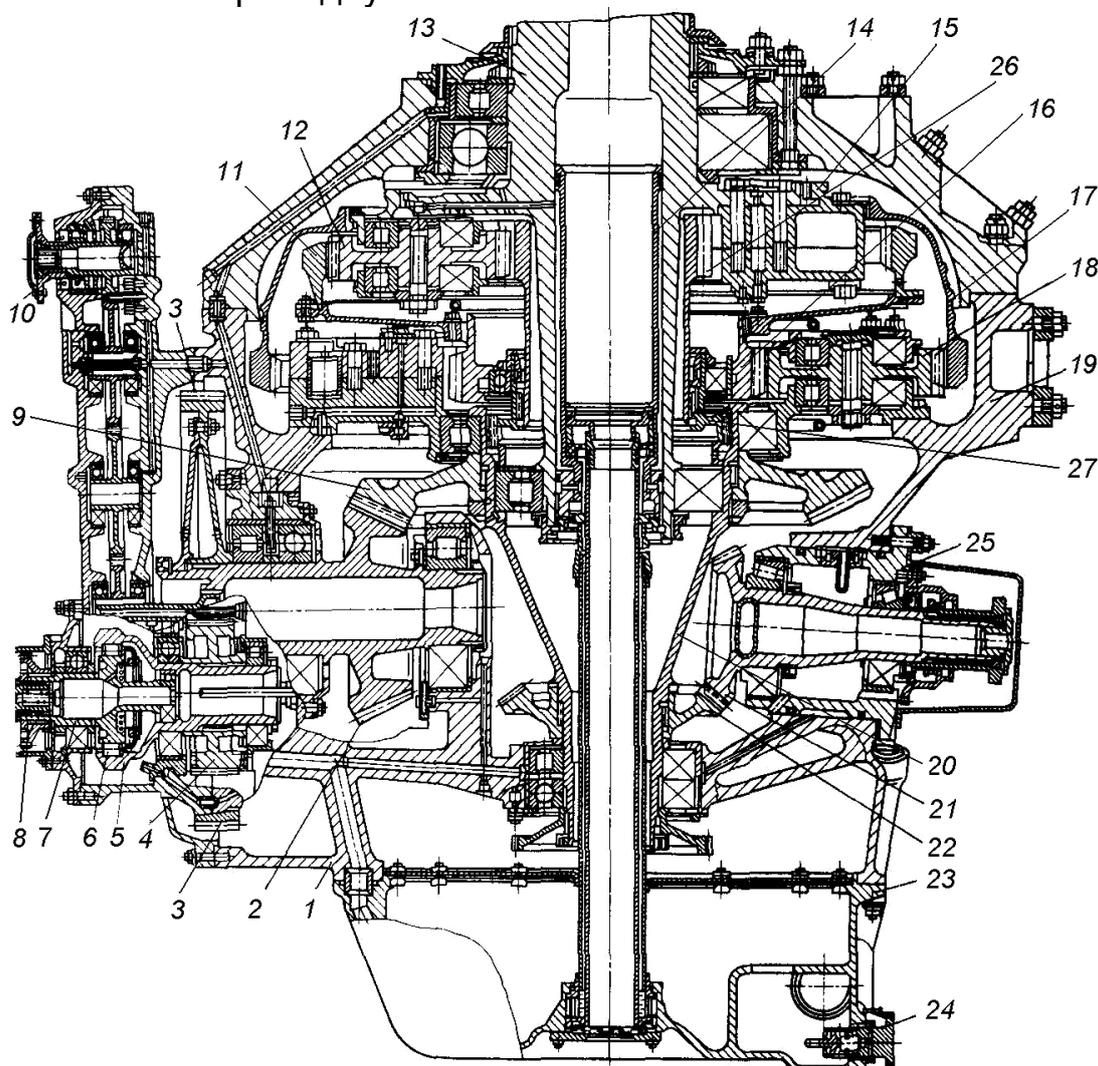


Рис. 6.2. Головний редуктор ВР-24

Ведений вал муфти 5 розміщений на двох підшипниках – кульковому, закріпленому в передній кришці, і роликовому, установленому в корпусі редуктора. На валу 5 на шліцах посаджена провідна косозуба шестірня 4. Таких шестерень – дві, обидві знаходяться

в зачепленні з веденою косозубою шестірнею 3. Оскільки косий зуб дає осьове навантаження, а діаметр шестірні великий, шестірня має підпирний дисковий фланець, прикріплений до неї болтами.

Ведена шестірня 3 посаджена на шліцах хвостовика провідної конічної шестірні 2 зі спіральними зубами. Шестірня 2 установлена на трьох підшипниках – двох роликів, що сприймають радіальні навантаження, і одному кульковому. Шарикопідшипник сприймає тільки осьову силу, тому його зовнішня обойма встановлена в стакан із зазором.

Ведена шестірня 9 посаджена на порожнистий вал 20 і з'єднана з ним призонними штифтами й болтами. Призонні штифти передають крутний момент, а болти – осьову силу. Кінці болтів для контрування завальцьовані, хвостовики призонних штифтів розвальцьовані.

Вал 20 установлений на двох роликів підшипниках та одному кульковому. Роликові підшипники сприймають радіальне навантаження, а кульковий – тільки осьове навантаження вала. Для регулювання положення конічної шестірні 9 є регульовальна шайба.

Від вала 20 крутний момент через шліцьову втулку 27 передається на центральну верхню шестірню 26, яка є провідною шестірнею диференціала. Завдяки наявності шліцьової втулки шестірня 26 може самоцентруватися, що забезпечує рівномірне передавання навантаження на всі шестерні-сателіти. Сателіти встановлені на роликів підшипниках у корпусі, який є водилом диференціала. Корпус виконаний з легованої сталі і складається з двох половин – верхньої та нижньої, стягнута між собою болтами. До фланця вала гвинта 13 корпус сателітів притягнутий болтами.

Корпус сателітів має внутрішні та зовнішні шліци. Через внутрішні шліци крутний момент передається на вал гвинта. Зовнішніми шліцами корпус з'єднаний з шестірнею 17. Завдяки наявності зазорів у шліцьовому з'єднанні шестірня 17 може самоцентруватися при обертанні.

Шестірня 17 входить у зачеплення з сімома паразитними шестернями 18, установленими в нерухомому корпусі. Частини корпусу зцентровані між собою втулками і стягнуті болтами. Корпус шестерень кріпиться до корпусу редуктора за допомогою шпильок, болтів і втулок.

Паразитні шестерні 18 входять у зачеплення з центральною шестірнею замикального ланцюга 16. Шестірня має плаваючу посадку на зовнішній обоймі кулькового підшипника шліцьової втулки. На хвостовику центральної шестірні 16 на шліцах із зазором посаджена шестірня-вінець 11, що сприймає крутний момент від сателітів.

Вільна посадка центральної шестірні сприяє вирівнюванню навантаження на зуби в зачепленні.

Вал несного гвинта 13 виконаний з легованої сталі та має дві опори. Радіально-упорний кульковий підшипник сприймає осьове та радіальне навантаження, роликів підшипник – тільки радіальне навантаження.

Шарикопідшипник закріплений на валу гайкою, затягнутою з великим тарованим зусиллям. Зовнішня обойма підшипника встановлена в сталевому стакані, запресованому в магнієвий корпус вала гвинта. Зверху шарикопідшипник захищений сальником і титановим козирком, що захищає сальник від потрапляння вологи. Усередині вала гвинта розташована маслопідвідна труба 14. Між трубою й валом утворюється кільцевий канал для протікання масла.

### ***Привід хвостового гвинта***

На валу 20 на шліцах посаджена конічна шестірня 22 зі спіральними зубами, яка є провідною шестірнею хвостового приводу.

Ведена шестірня приводу хвостового гвинта 21 розміщена на двох конічних роликівих підшипниках, що сприймають осьове й радіальне навантаження. На хвостовик веденої шестірні 21 на шліцах кріпиться шліцьовий фланець для з'єднання з трансмісією хвостового гвинта і барабаном стоянкового гальма. На зовнішній поверхні шліцьового фланця виконані маслосгінні канавки.

Корпус приводу хвостового гвинта має фланець, яким кріпиться на шпильках корпусу редуктора.

### ***Привід вентилятора***

Шліцьовий фланець приводу вентилятора посаджений на шліцах хвостовика циліндричної шестірні, яка через ряд інших шестерень і ресору приводиться в обертання від провідної конічної шестірні 2. Усі шестерні приводу мають по два роликівих підшипники й розміщені в спеціальному припливі на передній кришці вентилятора.

Ущільнюється привід вентилятора за допомогою маслосгінних каналів, нарізаних на шліцьовому фланці 10.

Усі зубчасті колеса редуктора виконані з легованої сталі із цементованими та шліфованими зубами.

## **6.3. Система змащення редуктора ВР-24**

Головний редуктор ВР-24 має автономну масляну систему, що не залежить від двигуна й працює на синтетичному маслі Б-3В.

Система змащення редуктора призначена для підведення необхідної кількості масла до підшипників і зубів шестерень. Змащення є необхідним для зменшення тертя і зношення тертьових поверхонь, запобігання корозії і наклепу, відведення тепла, що виділяється під час тертя, а також для винесення продуктів зношення від елементів передач, що труться.

До складу маслосистеми входять: масляний агрегат з трьох масляних насосів (одного нагнітального і двох відкачувальних), фільтр з

клапанами, термометр, сигналізатор максимальних температур, форсунки, жиклери, два масляних радіатори, манометр тиску масла.

Масляним баком системи є піддон редуктора. Масло в піддон заливається через заливну горловину, що має сітчастий фільтр і кришку. Для контролю за рівнем масла в піддоні на горловині встановлено оглядове скло з рисками.

У піддоні є спеціальний відсік для охолодженого масла, що надходить з радіаторів. Піддон відділений від решти редуктора запобіжною сіткою.

У центральній частині піддона проходить маслопровід, по кільцевому простору якого масло від нагнітального насоса подається до маслопідвідної труби 14 для підведення масла у вал гвинта. Внутрішня вільна порожнина маслопроводу, маслопідвідної труби й вала гвинта використовується для прокладення електропроводки до протиобліднювального пристрою несного гвинта.

У нижній частині піддона розміщені три магнітні пробки 24 з магнітними сердечниками, що вловлюють з масла сталеві частинки, за кількістю і розмірами яких можна судити про технічний стан механізму редуктора в процесі експлуатації.

Магнітна пробка складається з магніту й клапана.

При знятті магнітної пробки клапан під дією пружини закриває отвір, не даючи зливатися маслу. Для зливання масла з піддона замість магнітної пробки вставляється шланг із пристроєм, що відкриває клапан. Масло з нагнітального насоса під тиском проходить через масляний фільтр і надходить по каналах у корпус редуктора.

## **7. РЕДУКТОР РВ-3Ф ВЕРТОЛЬОТА КА-25**

Редуктор РВ-3Ф призначений для передавання крутного моменту від двох турбовальних двигунів ГТД-3Ф на два співвісних несних гвинти вертольота й приводи агрегатів.

Редуктор виконаний як окремий агрегат. Для вимкнення двигунів у польоті на режимі авторотації та під час роботи на одному двигуні в редукторі передбачено дві обгінні муфти.

Основні технічні дані редуктора РВ-3Ф:

Тип редуктора – шестеренний, чотириступеневий.

Номинальні частоти обертання валів редуктора, хв<sup>-1</sup>:

- вхідних валів – 19 000;
- валів несних гвинтів – 237.

Повне передатне відношення вхідних валів редуктора:

- до валів несних гвинтів – 80;
- до вентилятора – 4,22;
- до датчика частоти обертання ДТЕ-1 – 7,92.

Габаритні розміри, мм:

- довжина – 945;
- ширина – 960;
- висота – 2773.

Маса сухого редуктора, кг – 560 + 2 %.

### 7.1. Загальне компонування й кінематична схема редуктора

Кінематичну схему редуктора зображено на рис. 7.1.

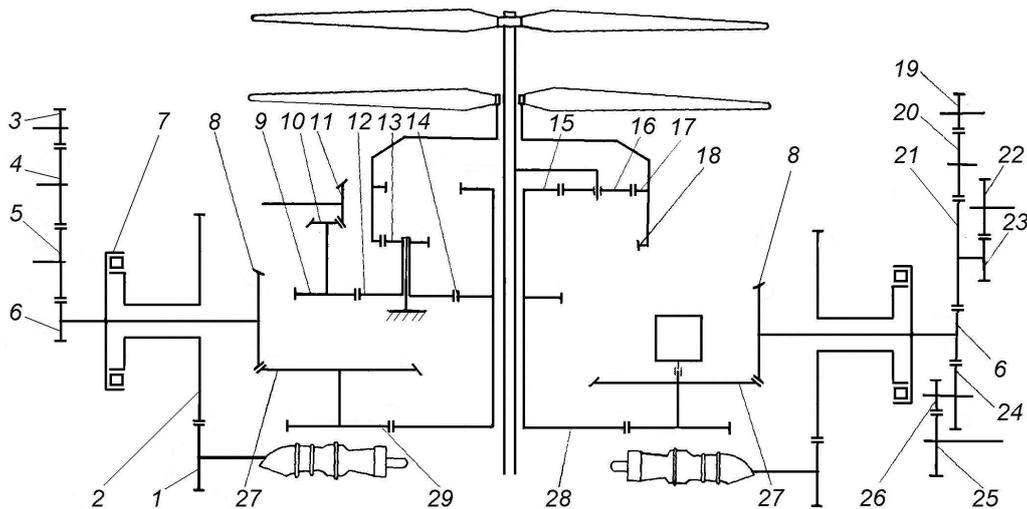


Рис. 7.1. Кінематична схема редуктора РВ-3Ф

Редуктор складається з чотирьох ступенів зубчастих передач, має два вводи потужності від двигунів і два виводи на співвісні вали, що обертаються з однаковою частотою в протилежних напрямках.

Перший ступінь (правий і лівий) складається з циліндричних шестерень – провідної 1 і веденої 2. Передатне відношення першого ступеня

$$i_1 = z_2/z_1 = 89/26 = 3,42.$$

Другий ступінь (правий і лівий), що складається з конічних зубчастих коліс 8 і 27 з круговим зубом, призначено для переведення горизонтальних осей обертання у вертикальні.

Між веденими шестернями 2 і малими конічними шестернями 8 другого ступеня встановлені обгінні муфти, що від'єднують перший ступінь редуктора в разі вимкнення одного або обох двигунів. Передатне відношення другого ступеня

$$i_2 = z_{27}/z_8 = 38/21 = 1,81.$$

Велика конічна шестірня 27 нерухомо з'єднана з провідною шестірнею третього ступеня. У третьому ступені відбувається підсумовування потоків потужностей від двох двигунів. Права й ліва провідні шестерні 29 входять у зачеплення з однією центральною веденою шестірнею 28. Передатне відношення третього ступеня

$$i_3 = z_{28}/z_{29} = 55/24 = 2,29.$$

Від веденої шестірні 28 потік потужності розподіляється на диференціальний редуктор і перебір, що є четвертим ступенем. Диференціальний редуктор складається з провідної шестірні 15, шести сателітів 16 з повідцем від внутрішнього вала і веденої вінцевої шестірні 17. Провідна шестірня 15 посаджена на шліцах у ведену шестірню 28, а вінцева шестірня з'єднана через шліци із зовнішнім валом.

Перебір складається з провідної шестірні 14, шести подвійних шестерень перебору 12 і 13 і веденої шестірні 18, нерухомо зв'язаної із зовнішнім валом. Кількість зубів шестерень диференціального редуктора і перебору підібрано таким чином, щоб забезпечити рівність передатних чисел до внутрішнього й зовнішнього валів та їх протилежне обертання.

Передатне число четвертого ступеня для зовнішнього вала

$$i_{4\text{ з.в}} = z_{12} z_{18} / z_{14} z_{13} = 54 \cdot 107 / 57 \cdot 18 = 5,65,$$

для внутрішнього вала

$$i_{4\text{ в.в}} = 1 + 2 \cdot z_{17} / z_{15} = 1 + 2 \cdot 88 / 38 = 5,65.$$

Загальне передатне відношення редуктора для зовнішнього вала

$$i_{3\text{ в}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_{4\text{ з.в}} = z_2 / z_1 \cdot z_{27} / z_8 \cdot z_{28} / z_{29} \cdot z_{12} z_{18} / z_{14} z_{13} = 80,$$

для внутрішнього вала

$$i_{\text{ в.в}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_{4\text{ в.в}} = z_2 / z_1 \cdot z_{27} / z_8 \cdot z_{28} / z_{29} \cdot (1 + 2 \cdot z_{17} / z_{15}) = 80.$$

Обертання агрегатів, розташованих на коробці приводів, передається двома малими конічними шестернями 8 другого ступеня редуктора.

Обертання приводів датчика ДТЕ-1 і приводу вентилятора передається лівою конічною шестірнею 8 через шестерні 6 ( $z = 26$ ) і 5 ( $z = 60$ ). Шестірня 5 обертає ДТЕ-1 і через шестерні 4 і 3 – вентилятор маслорадіатора.

Обертання приводів компресора АК-50Т, гідронасоса 435ФТ та електрогенератора СГС-40У передається правою конічною шестірнею 8.

Шестірня 8 передає обертання шестірні 6, яка знаходиться в зачепленні з шестернями 24 і 21. Шестірня 21 нерухомо з'єднується з шестірнею 23, яка через шестірню 22 обертає компресор АК-50Т. Крім того, шестірня 21 через шестерні 20 і 19 обертає генератор СГС-40У. З шестірнею 24 нерухомо з'єднана шестірня 26, яка через шестірню 25 обертає гідронасос 435ФТ.

Приведення в дію агрегата автономної рульової системи АРС-10 відбувається від шестірні перебору 12 через шестерні 9, 11 і 10.

Приведення в дію шестеренного маслоснасоса МН-РВ-3Ф здійснюється правою конічною шестірнею 27 другого ступеня редуктора.

## 7.2. Конструкція редуктора РВ-3Ф

Кінематичну схему редуктора РВ-3Ф зображено на рис. 7.1, а позначення на схемі наведено в табл. 7.1.

Креслення поздовжнього розрізу редуктора показано на рис. 7.2.

Двигуни ГТД-3Ф з'єднуються з основним редуктором за допомогою муфт вільного ходу – обгінних муфт. Обгінна муфта складається з обойми, зірочки, сепаратора, вісімнадцяти роликів і пружини. Провідною деталлю є зірочка, веденою – обойма. З'єднання правого й лівого двигунів з редуктором є однаковими.

Таблиця 7.1

Номер шестірні	Найменування	Кількість шестерень	Кількість зубів колеса	Мо-дуть	Частота обертання, хв <sup>-1</sup>
1	Провідна шестірня 1-го ступеня	2	26	3,25	19000
2	Ведена шестірня 1-го ступеня	2	89	3,25	5540
3	Шестірня приводу вентилятора	1	32	2,5	4500
4	Шестірня запасного приводу	1	61	2,5	2360
5	Шестірня приводу ДТЕ-1	1	60	2,5	2400
6	Шестірня провідна	2	26	2,5	5540
7	Муфта обгінна	1	–	–	–
8	Конічна шестірня 2-го ступеня	2	21	7,25	5540
9	Шестірня приводу	1	33	2,75	2300
10	Шестірня конічна	1	20	2,5	2300
11	Шестірня конічна	1	23	2,5	2000
12	Велика шестірня перебора	6	54	2,75	1406
13	Мала шестірня перебора	6	18	3,5	1406
14	Провідна шестірня перебора	1	57	2,75	1330
15	Провідна шестірня диференціального редуктора	1	38	4	1330
16	Сателіт	6	25	4	1670
17	Вінцева шестірня диференціального редуктора	1	88	4	237
18	Вінцева шестірня перебора	1	107	3,5	237
19	Шестірня приводу генератора	1	18	2,5	8000
20	Шестірня приводу	1	37	2,5	3900
21	Шестірня приводу	1	68	2,5	2115
22	Шестірня приводу компресора	1	35	2	1520
23	Шестірня приводу	1	25	2	2115
24	Шестірня приводу	1	37	2,5	3900
25	Шестірня приводу гідронасоса	1	31	2,5	2010
26	Шестірня приводу	1	16	2,5	3900
27	Конічна шестірня 2-го ступеня	2	38	7,25	3060
28	Ведена шестірня 3-го ступеня	1	55	6	1330
29	Провідна шестірня 3-го ступеня	2	24	6	3060

Права й ліва перші ступені редуктора розташовані в корпусах швидкохідних редукторів (рис. 7.3). Швидкохідний редуктор складається з циліндричних шестерень – провідної 28 і веденої 44.

Провідна шестірня 28 виготовлена як одне ціле з валиком, на евольвентні шліци якого встановлюються імелер 8 і передня муфта 1. Внутрішній діаметр маточини веденої шестірні 44 має два розточення для двох бронзових кілець, які є підшипниками кочення й центрують шестірню 44 відносно посадкового діаметра малої конічної шестірні 47 другого ступеня.

На зовнішньому діаметрі маточини шестірні 44 на евольвентних шліцах встановлено провідний вал (зірочка) обгінної муфти 43.

Другий ступінь редуктора складається з провідної 8 і веденої 27 конічних зубчастих шестерень з круговим зубом (див. рис. 7.1). Конічні шестерні під час виготовлення підганяються по бічному зазору і плямам контакту, тому встановлюються при складанні редуктора лише в

комплекті. Осьове переміщення малої конічної шестірні регулюється при складанні регулювальними кільцями.

Третій ступінь редуктора складається з лівої й правої провідних шестерень 29 та однієї веденої шестірні 28 (див. рис. 7.1). У внутрішній порожнині маточини веденої шестірні нарізані евольвентні шліци, якими передається крутний момент на четвертий ступінь редуктора.

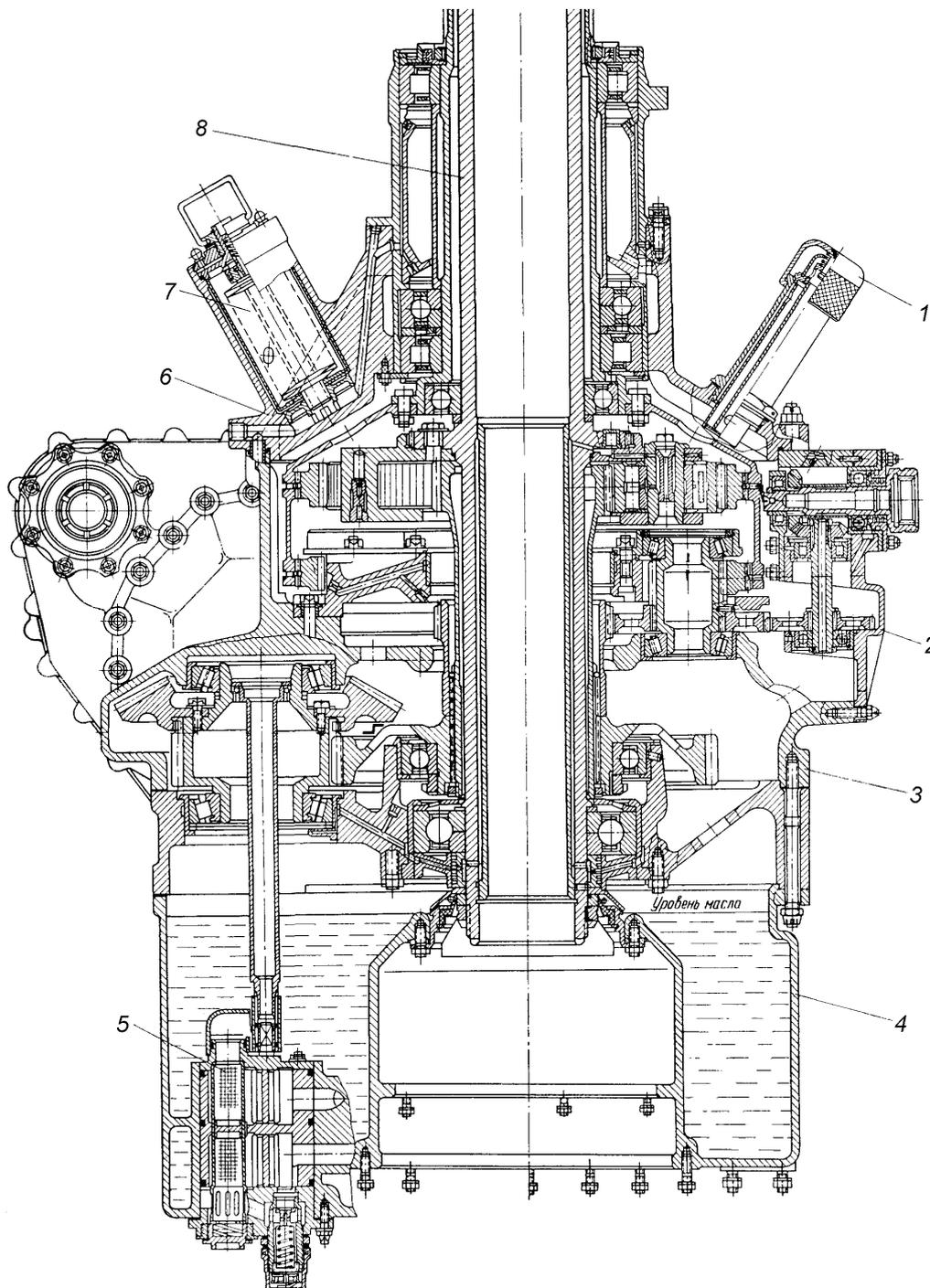


Рис. 7.2. Загальний вигляд редуктора РВ-3Ф (поздовжній розріз):  
1 – горловина із суфлером; 2 – привід АРС-10; 3 – картер редуктора середній із діафрагмою; 4 – піддон редуктора; 5 – маслонасос; 6 – картер редуктора верхній; 7 – маслофільтр тонкого очищення; 8 – вал гвинта внутрішній

Четвертий ступінь складається з диференціального ступеня та перебора. Диференціальний ступінь призначено для зменшення частоти обертання й передавання крутного моменту на внутрішній і частково на зовнішній валі несних гвинтів. Роликотідшипники сателітів – дворядні. Роль бігових доріжок зовнішнього кільця відіграють внутрішні діаметри сателітів, оброблені з високою точністю й чистотою поверхні.

Перебір четвертого ступеня редуктора призначено для забезпечення однакових частот обертання валів обох несних гвинтів, передавання частини крутного моменту на зовнішній вал й перерозподілу потоків потужності на гвинти під час лівого й правого розворотів вертольота.

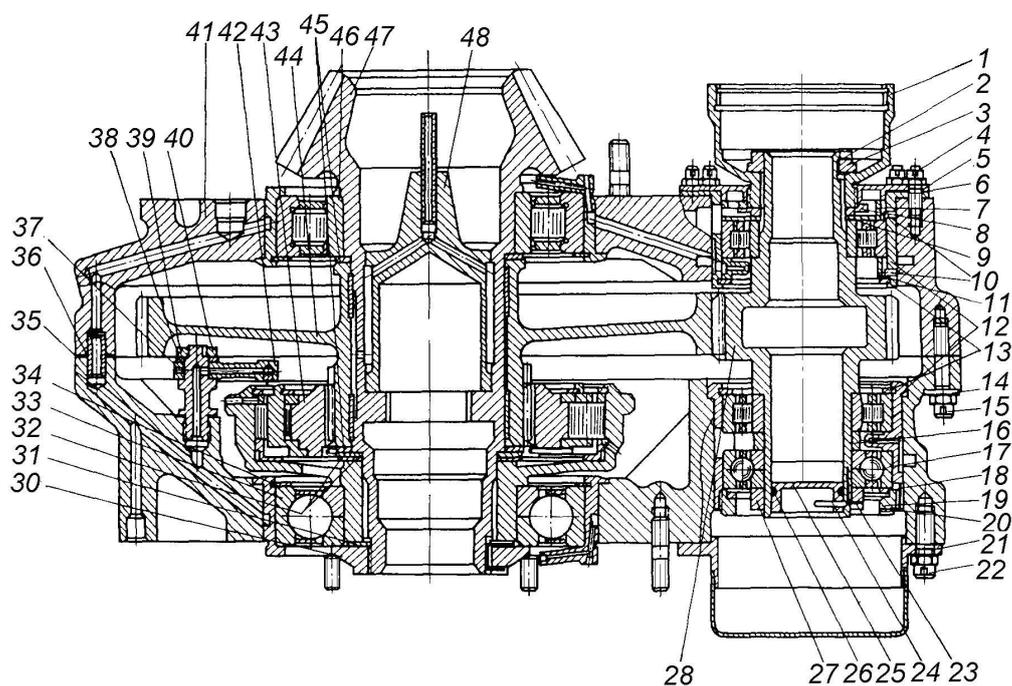


Рис. 7.3. Швидкісний ступінь редуктора:

1 – муфта редуктора передня; 2, 20, 23, 24, 31, 37, 40 – замки; 3, 4, 15, 19, 22, 27, 30, 39 – гайки; 5 – кришка передня; 6 – прокладка; 7 – втулка розпірна; 8 – імпелер; 9 – шайба регульовальна; 10 – штифт; 11 – кільцева форсунка; 12, 46 – роликотідшипники; 13, 34 – кільця стопорні; 14, 38 – шайби; 16 – втулка підшипника; 17, 33 – шарикотідшипники; 18 – кільце пружинне; 21 – кришка задня; 25 – пробка; 26, 36 – кільця ущільнювальні; 28 – провідна шестірня 1-го ступеня; 32 – кільце регульовальне; 35 – прокладка; 41 – корпус швидкохідного редуктора; 42 – форсунка; 43 – муфта обгінна; 44 – ведена шестірня 1-го ступеня; 45 – кільце плаваюче; 47 – провідна шестірня 2-го ступеня; 48 – маслопідвідна втулка

### 7.3. Система змащення редуктора РВ-3Ф

Маслосистема редуктора – автономна, циркуляційна. Складається з шестеренного двосекційного маслонасоса (секція нагнітання й секція відкачування) з частотою обертання  $3060 \text{ хв}^{-1}$ , двох фільтрів тонкого очищення, заливної горловини з суфлером, піддона, системи масляних

каналів з жиклерами та радіатора для охолодження масла, який установлюється на вертоліт.

Для змащення й охолодження деталей редуктора під час літньої експлуатації використовується суміш мінеральних масел – трансформаторного масла ГОСТ 982-56 (25 % за обсягом) і МК-8 ГОСТ 6457-66 (75 % за обсягом). Замість масла МК-8 може використовуватися масло МК-22 або МС-20 ГОСТ 1013-49. Під час зимової експлуатації використовується менш в'язка суміш, що складається з 50 % трансформаторного масла та 50 % масла МК-8 (або МК-22, МС-20).

Ступінь маслососа 5 (див. рис. 7.2) відкачує гаряче масло й через радіатор подає у відсік охолодженого масла піддона 4, з'єданого литим каналом із забірним отвором нагнітального ступеня маслососа. Нагнітальний ступінь подає масло на фільтри тонкого очищення 7, установлені в колодязях верхнього картера редуктора. Для зменшення гідравлічного опору два фільтри тонкого очищення масла включені в систему паралельно. У разі засмічення сіток фільтрів спрацьовують перепускні клапани кулькового типу, налаштовані на перепад тисків  $0,8...1,2$  кгс/см<sup>2</sup>, які забезпечують подавання, змащення й охолодження деталей редуктора нефільтрованим маслом.

Редукційний клапан нагнітального ступеня при роботі на розрахункових режимах забезпечує тиск  $4,5...5,0$  кгс/см<sup>2</sup>, на режимі малого газу – не менше  $2,0$  кгс/см<sup>2</sup>.

Прокачування масла через редуктор становить  $65...75$  л/хв, при цьому тепловіддача від редуктора до масла становить до  $850$  ккал/хв.

Рівень масла в піддоні при заповненому маслорадіаторі становить  $25...30$  л. Заміна масла проводиться через кожні  $100$  год напрацювання силової установки.

Робота масляної системи редуктора контролюється заміром температури та тиску масла на виході зі ступеня нагнітального насоса, для чого на верхньому картері передбачено місця для встановлення датчика температури і штуцера приєднання манометра.

## **8. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РЕДУКТОРІВ**

У процесі вивчення конструкції авіаційних редукторів, користуючись різними макетами редукторів, технічними описами двигунів, плакатами та електронними кресленнями редукторів, необхідно:

– вивчити й записати в робочому зошиті призначення та функції редуктора та його основних елементів у силовій установці літального апарата;

– накреслити схему компонування редуктора на двигуні й кінематичну схему редуктора;

– за кінематичною схемою записати передатне відношення редуктора, вивчити забезпечення умов сусідства, співвісності та складання;

- вивчити роботу системи «гвинт – редуктор», кріплення втулки гвинта до вала редуктора, забезпечення центрування й передавання крутного моменту на гвинт;
- дослідити конструкцію основних елементів редуктора: корпусів, валів, провідних і ведених зубчастих коліс, сателітів і сателітотримачів, підшипників, системи змащення елементів редуктора;
- вивчити призначення й принцип роботи допоміжних механізмів редуктора, намалювати необхідні схеми;
- записати конструкційні матеріали, що застосовуються;
- виконати порівняльне оцінювання розглянутих редукторів за типом, кінематичною схемою, складністю конструкції (кількістю валів, шестерень, підшипників), кріпленням до корпусу двигуна.

### **БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК**

1. Шаповалов, О. Конструкції, кінематичні схеми та технічні характеристики вертольотних редукторів / О. Шаповалов, Д. Колесник, О. Пилипенко // Технічні науки та технології. – 2018. – № 2(12). – С. 34–46.
2. Ilan Berlowitz, Bedek. Aero-Engine Fan Gearbox Design / Bedek Ilan Berlowitz // The 16th Israeli Symposium on Jet Engines and Gas Turbines, November 9, 2017. – 25 p.
3. Almen, J. O. Aircraft gearing analysis of Test and Service Data / J. O. Almen, J. C. Straub; Research Laboratories Division General Motors Corporation. – Detroit, Michigan, 2011. – 42 p.

## ЗМІСТ

1. Редуктори.....	3
1.1. Загальні відомості про редуктори ГТД.....	3
1.2. Класифікація редукторів.....	4
1.3. Підбір кількості зубів на шестернях редуктора.....	12
2. Конструкція і міцність основних елементів редукторів.....	14
2.1. Шестерні.....	14
2.2. Сателітотримачі.....	18
2.3. Вали.....	18
2.4. Корпуси.....	19
3. Додаткові пристрої.....	20
3.1. Вимірювачі крутного моменту.....	20
3.2. Датчик негативної тяги.....	23
3.3. Муфти вільного ходу вертолітних редукторів.....	24
3.4. Запобіжна фрикційна муфта.....	25
3.5. Гальмо вала несного гвинта.....	26
4. Редуктор двигуна АІ-20.....	27
4.1. Кінематична схема редуктора.....	27
4.2. Конструкція редуктора.....	28
4.3. Конструкційні матеріали деталей редуктора.....	32
4.4. Можливі несправності редуктора в експлуатації.....	32
5. Редуктор двигуна НК-12.....	33
5.1. Кінематична схема редуктора.....	33
5.2. Конструкція редуктора.....	34
5.3. Конструкційні матеріали деталей редуктора.....	37
6. Головний редуктор ВР-24.....	37
6.1. Загальне компонування й кінематична схема головного редуктора.....	38
6.2. Конструкція приводів валів несучого гвинта, хвостового гвинта та вентилятора.....	39
6.3. Система змащення редуктора ВР-24.....	42
7. Редуктор РВ-3Ф вертольота Ка-25.....	43
7.1. Загальне компонування й кінематична схема редуктора.....	44
7.2. Конструкція редуктора РВ-3Ф.....	45
7.3. Система змащення редуктора РВ-3Ф.....	48
8. Рекомендації щодо вивчення конструкції редукторів.....	49
Бібліографічний список.....	50

Навчальне видання

**Гаркуша Олександр Іванович**

## **РЕДУКТОРИ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2026

Підписано до видання 13.03.2026

Ум. друк. арк. 2,9. Обл.-вид. арк. 3,25. Електронний ресурс

---

Видавець і виготовлювач  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»  
61070, Харків-70, вул. Вадима Манька, 17  
<http://www.khai.edu>

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів  
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001