

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ,
завдання до виконання практичних робіт з дисципліни
«Конструктивні особливості автомобілів
високої прохідності»
для студентів всіх форм навчання.
Напрямок підготовки 6.050503 «Машинобудування»,
спеціальність «Колісні та гусеничні транспортні засоби»

2015

Методичні вказівки, завдання до виконання практичних робіт з дисципліни «Конструктивні особливості автомобілів високої прохідності» для студентів всіх форм навчання. Напрямок підготовки 6.050503 «Машинобудування», спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби». / Укл. В.І. Кубіч. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2015.-70 с.

Укладач: Кубіч В.І., доц., канд. техн. наук

Рецензент: Слюсаров О.С., доц., канд. техн. наук

Відповідальний за випуск: Кубіч В.І., доц., канд. техн. наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 6 від 12.02.2015 р.

ЗМІСТ

	Стор.
1 Практичне заняття № 1. Оцінка впливу геометричних, тягово-динамічних, конструктивних чинників, які характеризують автомобіль, на його прохідність.....	4
1.1 Визначення й аналіз значень геометричних чинників.....	4
1.2 Аналіз впливу диференційного приводу коліс на змiну граничної сили тяги автомобіля по зчепленню.....	10
2 Практичне заняття № 2. Аналіз впливу тиску повітря в шинах повнопривідних автомобілів на їх прохідність по ґрунтах, що деформуються.....	14
3 Практичне заняття № 3. Визначення висоти порогу перешкоди, який долається автомобілями підвищеної прохідності.....	19
4 Практичне заняття № 4. Особливості конструкції трансмісії машин з гусеничним рушієм.....	22
4.1 Конструктивні особливості трансмісій тягачів, транспортерів, транспортерів-тягачів.....	22
4.1.1 Трансмісія транспортерів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ.....	23
4.1.2 Трансмісія тягача АТ-Л, транспортера-снігоболотохода ГТ-Т, транспортера-тягача МТ-ЛБ.....	25
4.1.3 Трансмісія транспортера ГТ-Т.....	29
4.1.4 Трансмісія тягача АТС-59 (АТ-Т).....	31
4.1.5 Трансмісія дволанкової машини ДТ-20.....	33
4.2 Конструктивні особливості приводів багатофункціонального призначення транспортерів-тягачів МТ-ЛБ, МТ-С.....	35
4.2.1 Система приводів багатофункціонального призначення транспортерів-тягачів МТ-ЛБ.....	35
4.2.2 Приводи багатофункціонального призначення транспортера-тягача МТ-С.....	39
5 Практичне заняття № 5. Гідрооб'ємні трансмісії автомобілів високої прохідності.....	45
5.1 Привід кожного з коліс утворений індивідуальним контуром «насос-гідромотор» (рис. 5.3, 5.4).....	48
5.2 Схема ГОТ з індивідуальними бортовими контурами і підведенням потужності до коліс, об'єднаним бортовим механічним блокуванням зв'язком.....	55
Література.....	61
Додаток А. Габаритні креслення автомобілів.....	62
Додаток Б. Зовнішній вигляд гусеничних машин.....	65

1 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1

ОЦІНКА ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ, ТЯГОВО-ДИНАМІЧНИХ, КОНСТРУКТИВНИХ ЧИННИКІВ, ЯКІ ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ АВТОМОБІЛЬ, НА ЙОГО ПРОХІДНІСТЬ

1.1 Визначення й аналіз значень геометричних чинників

Загальні положення

Основна частина значень геометричних параметрів (c - кліренс; γ_1, γ_2 - кути прохідності; L - база автомобіля; r - радіус колеса) автомобіля приведена в довідкових даних.

Деякі параметри потрібно розраховувати та визначати експериментально:

- подовжній R_1 і поперечний R_2 радіуси прохідності, визначаються аналітично або графічно;
- кут перекосу осей μ , визначається експериментально;
- координати центру тяжіння, змінюються залежно від положення автомобіля по відношенню до опорної поверхні;
- кути гнучкості автопоїзда: α, β , визначаються ГОСТ (ДСТУ).

База L надає істотний вплив на можливість подолання порогових перешкод, а для багатоопорних автомобілів - подолання ровів. Чим більше база автомобіля, тим більше висота подоланого порога, більше ширина подоланого рову. Для багатоопорних автомобілів подолання рову визначається також відстанню між сусідніми осями.

Радіус визначає прохідність через порогові перешкоди і рови, а також впливає на опір руху по ґрунтах, що деформуються. Чим більше радіус колеса, тим вище прохідність автомобіля.

Положення центра ваги визначає, як відомо, положення центру тиску. Тим самим координати центру ваги автомобіля впливають на прохідність його через перешкоди, які можуть викликати перекидання. З цієї точки зору бажано, щоб центр ваги розташовувався над серединою опорної бази автомобіля і можливо нижче.

Величина максимального кута перекоосу осей μ_{max} (рис. 1.1) залежить від типу і жорсткості підвіски, жорсткості рами, і для різних автомобілів може коливатися в широких межах. Допустимий перекоіс осей при подоланні перешкод обмежується втратою прохідності через зменшення сили тяги по зчепленню і деформацією рами за умовами міцності. Для автомобіля ГАЗ-66 відрив колеса від дороги відбувається при перекоісі осей на кут $\mu=36^\circ$. Однак, за умовами допустимого зниження сили тяги по зчепленню і міцності рами рекомендується не допускати перекоосу осей більш ніж на $18-20^\circ$.

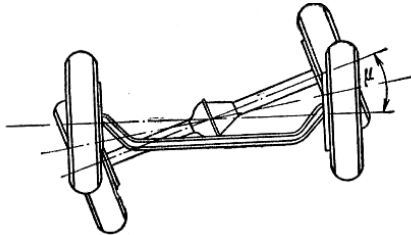


Рисунок 1.1 – Кут перекоосу осей автомобіля

Кути гнучкості α , β (рис. 1.2) характеризують прохідність автомобіля з причепом або напівпричепом. Ці параметри визначаються відповідними ГОСТ (ДСТУ).

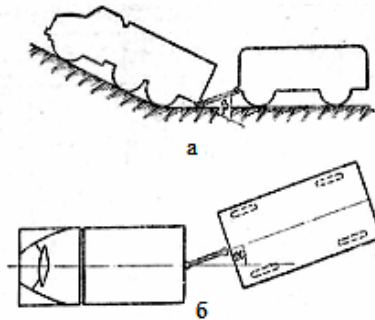


Рисунок 1.2 – Кути гнучкості автопоїздів у вертикальній (а) і горизонтальній (б) площинах

Конструкція і розташування зчіпного пристрою тягача і причепа повинні забезпечити кути гнучкості:

- у вертикальній площині β не менше $\pm 40^\circ$ для одноосних, для двовісних причепів $\pm 62^\circ$;

- в горизонтальній площині α не менше $\pm 55^\circ$. При цьому поворот причепа навколо поздовжньої осі не більше 15° .

Сідельно-зчіпний пристрій поїздів, призначених для експлуатації на автомобільних дорогах з навантаженням на сидло до 14 т, повинно допускати поворот напівпричепа відносно шворня (кут гнучкості в горизонтальній площині) на 90° по відношенню до тягача та хитання тягача і причепа в поздовжній вертикальній площині на кут $\pm 8^\circ$. При необхідності сідельно-зчіпний пристрій повинен допускати хитання тягача і напівпричепа навколо поздовжньої осі на кут не більше $\pm 3^\circ$.

Прохідність автомобіля при переїзді через канами, пороги (вертикальні стінки), кювети може обмежуватися виступаючими частинами спереду і позаду автомобіля. Можливість подолання подібних перешкод визначається кутами прохідності - переднім γ_1 і заднім γ_2 (рис. 1.3).

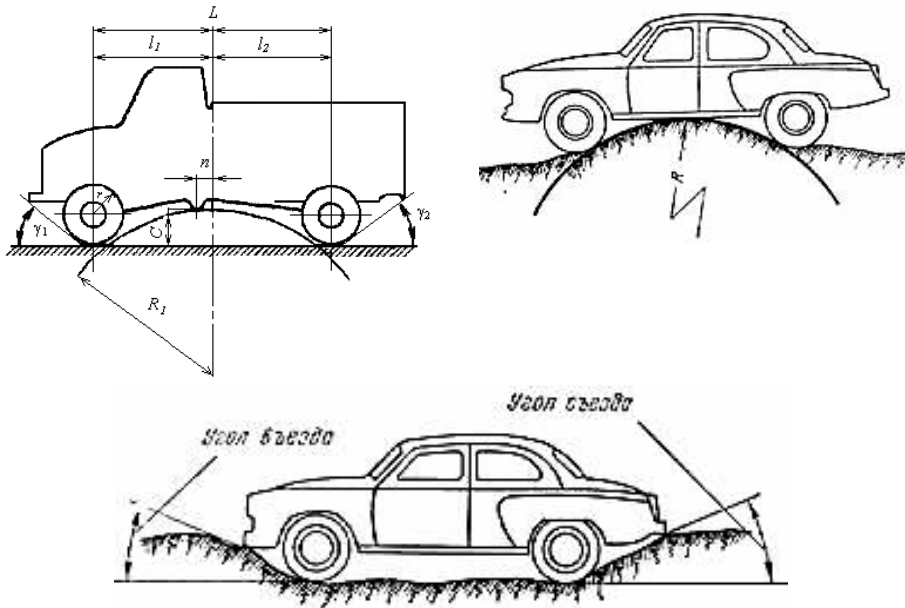


Рисунок 1.3 – Подовжній радіус прохідності автомобіля

Кути прохідності (рис. 1.3) утворюються площиною дороги і площинами, проведеними через виступаючі спереду і позаду автомобіля точки кузова щодо кіл відповідних коліс. Чим більше кути γ_1 і γ_2 , тим більше круті перешкоди зможе подолати автомобіль. Величини кутів суттєво визначаються компонованням автомобіля і в основному розташуванням двигуна, конструкцією корпусу (рами). Для повнопривідних автомобілів високої прохідності кути γ_1 і γ_2 можуть становити до 60-70°, для автомобілів підвищеної прохідності – 35-50°.

Поздовжній радіус прохідності R_l визначається як радіус кола, що стосується передніх і задніх коліс, і найнижчої точки в середній частині автомобіля. Він визначає радіус умовної циліндричної нерівності, через яку автомобіль може переїхати не зачіпаючи її нижньою точкою, що розташована в середній частині автомобіля. Чим менше R_l , тим більше круті нерівності автомобіль може подолати.

Поздовжній радіус R_l тривісного автомобіля з балансною підвіскою середнього та заднього мостів визначається за умови упору середнього моста в обмежувач ходу. У чотиривісних автомобілів R_l визначається для найбільш віддалених один від одного сусідніх осей за тією ж умови. Наприклад, для автомобіля КрАЗ-255Б1 поздовжній радіус прохідності складає 3850 мм. Загалом, для легкових автомобілів радіус становить 3-8 м, вантажних – 2,5-6 м, автобoksів – 4-9 м. Для повнопривідних автомобілів величина R_l повинна становити не більше 2,5-3 м.

Поздовжній радіус R_l (рис. 1.3, 1.4) визначається наступним виразом [2, 3]:

$$R_l = \frac{E}{2} + \sqrt{\left(\frac{E}{2}\right)^2 + H}, \quad (1.1)$$

$$\text{де } E = \frac{l^2 + c^2 - n^2 - 2rc}{2c}; \quad H = \frac{n^2(c-r)}{2c};$$

n - відстань нижньої точки автомобіля від середини його опорної бази, мм;

c - кліренс, мм;

E, H - де які умовні величини.

Величини, які входять до формули 1.1 визначаються у відповідності з рис. 1.3, притому $l_1 = l_2 = l = \frac{L}{2}$.

Прохідність через нерівності, ширина яких порівнянна з колією автомобіля, визначається поперечним радіусом прохідності R_2 . Чим менше R_2 , тим вище прохідність через перепони такого типу.

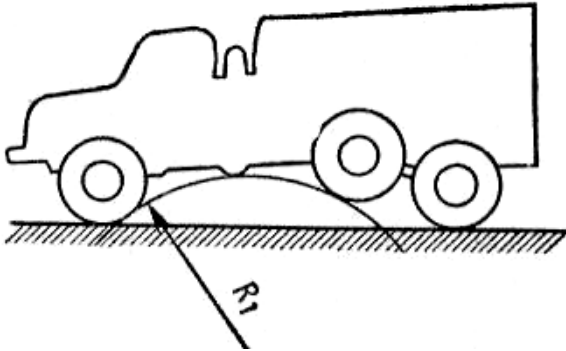


Рисунок 1.4 – Продовжний радіус прохідності

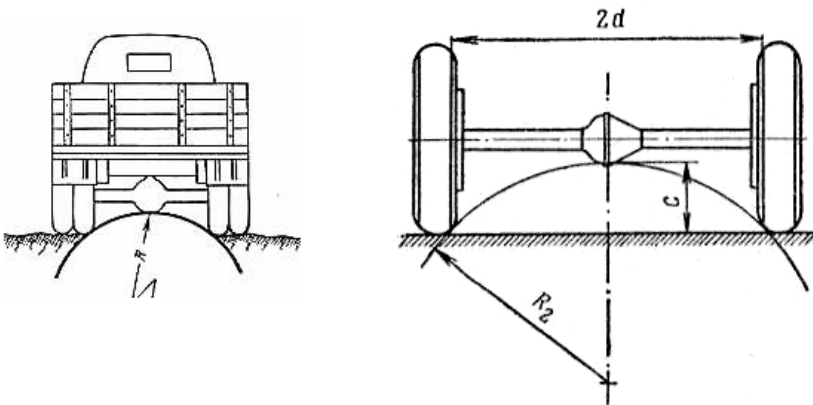


Рисунок 1.5 – Поперечний радіус прохідності

Поперечний радіус прохідності (рис. 1.5) визначається наступним виразом

$$R_2 = \frac{d^2 + c^2}{2c}, \quad (1.2)$$

де c - кліренс, мм;

d - відстань між колесами по внутрішньої сторони, мм.

Завдання

Відповідно до варіанту завдання, використовуючи приведені дані табл. 1.1 та рисунки А.1-А.6 додатку А, в робочих зошитах:

- зобразити в робочих зошитах ескіз даного автомобіля;
- визначити геометричні чинники автомобіля: H , γ_1 , γ_2 , L , R_1 , R_2 , r ;
- значення геометричних чинників занести в табл. 1.2;
- відповідно до аналізу розглянутих значень геометричних чинників оцінити прохідність вказаного автомобіля, привести порядок розрахунків, зробити висновки за завданням.

Таблиця 1.1 – Технічні дані автомобілів

№ п/п	Найменування	Варіант (згідно списку у журналі)					
		1,7,13, 19	2,8,14, 20	3,9,15, 21	4,10,16, 22	5,11,17, 23	6,12,18, 24
		КрАЗ- 255Л	Урал- 4420	КрАЗ- 260В	МАЗ-537	ЗІЛ-131В	КЗКТ- 537Л
1	Маса, кг: - споряджена	11675	7850	10900	21600	6230	23650
1.1	на передній міст	5180	4070	5635	13830	2960	14145
1.2	на задні мости	6495	3780	5265	7970	3270	9505
2	Шини	1300х530 -533	14.00- 20	1300х 530-533	500-610 (18.00-24)	320-508 (12.00-18)	500-610 (18.00-24)

Таблиця 1.2 – Значення геометричних чинників прохідності автомобіля

№ п/п	Автомобіль (тип, марка)	c , мм	γ_1 , град.	γ_2 , град.	L , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	R , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9

1.2 Аналіз впливу диференційного приводу коліс на зміну граничної сили тяги автомобіля по зчепленню

Загальні положення

Наявність диференціалів в силовій передачі істотно впливає на тягові властивості автомобіля. Розрізняють диференціали міжосьові: симетричні $i_{12} = -1$ і несиметричні $i_{12} \neq -1$ [2, 3].

Для симетричного диференціала гранична сила тяги автомобіля по зчепленню визначається розподілом навантаження по мостах і коефіцієнтом зчеплення φ під колесами мостів: рівна подвоєній силі тяги по зчепленню того моста, для якого ця сила менша

$$P_{\varphi} = 2(\varphi Z)_{\min} . \quad (1.3)$$

Для того, щоб повністю використовувати зчіпну вагу, що доводиться на обидва мости, застосовується несиметричний диференціал.

Щоб такий диференціал розподіляв підведений момент між мостами пропорційно їх зчіпній вазі необхідне дотримання умови

$$i_{12} = -Z_2 / Z_1 . \quad (1.4)$$

При цьому гранична сила тяги по зчепленню буде рівна

$$P_{\varphi} = (\varphi Z_1 + \varphi Z_2) > 2(\varphi Z)_{\min} , \quad (1.5)$$

де Z_1 і Z_2 – зчіпна вага відповідного моста.

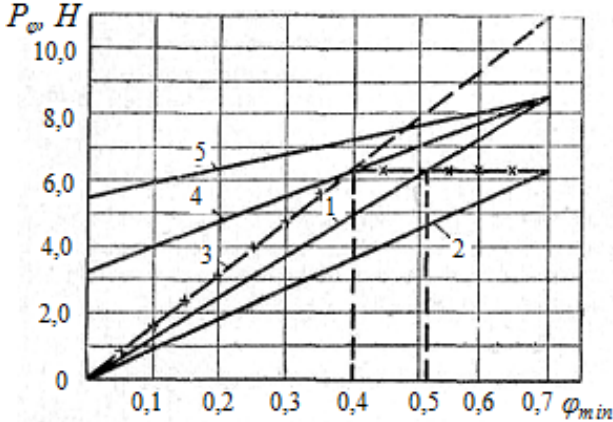
Оскільки передаточне число i_{12} для обох диференціалів величина постійна, а навантаження на мости міняються залежно від умов руху, то і несиметричний диференціал забезпечує необхідний розподіл моментів по мостах тільки для певних умов.

В тому разі, якщо під обома колесами одного моста коефіцієнт зчеплення $\varphi = \varphi_{\min}$, а іншого $\varphi_{\max}$, то за наявності несиметричного диференціала гранична сила тяги автомобіля по зчепленню визначиться по формулі

$$P_{\varphi} = (1 - i_{12}) \varphi_{\min} Z_1. \quad (1.6)$$

Зазвичай $Z_2 > Z_1$. Отже, $(1 - i_{12}) > 2$. Але необхідно відзначити, що несиметричний диференціал дозволяє отримати велику силу тяги по зчепленню в порівнянні з симетричним диференціалом тільки в тому випадку, якщо мінімальний коефіцієнт зчеплення буде під менш навантаженим мостом. В іншому випадку сила тяги по зчепленню P_{φ} при симетричному диференціалі може виявитися більше, ніж при несиметричному.

На рис. 1.6 показаний графік зміни сили тяги по зчепленню P_{φ} для автомобіля з колісною формулою 4×4 залежно від конструкції міжосьового диференціала і від зчеплення коліс з дорогою.



- 1 - несиметричний диференціал; 2 - симетричний диференціал ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$);
 3 - симетричний диференціал ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$); 4 - заблокований диференціал
 ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$); 5 - заблокований диференціал ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$)

Рисунок 1.6 - Сила тяги по зчепленню при міжосьових диференціалах різного типу

При побудові графіка прийнято, що зчеплення коліс одного моста характеризується максимальним коефіцієнтом зчеплення $\varphi_{\max} = 0,7$, а іншого - мінімальним $\varphi_{\min}$, що змінюється від 0 до 0,7.

Якщо на цьому автомобілі встановити несиметричний диференціал $i'_{12} = -1,73$ відповідно до розподілу навантажень по осях $\left(\frac{Z_2}{Z_1} = 1,73\right)$, то зміна сили тяги по зчепленню P_φ в заданих умовах

виразиться прямою 1 незалежно від того, колеса якого моста (більше або менше навантаженого) мають гірше зчеплення з ґрунтом.

Якщо ж взяти симетричний диференціал, то при поганому зчепленні $\varphi_{\min}$ менше навантаженого (переднього) моста сила тяги по зчепленню P_φ (пряма 2) у всьому діапазоні зміни $\varphi_{\min}$ буде менше, ніж при несиметричному диференціалі. А отже, несиметричний диференціал в цьому випадку покращує прохідність автомобіля в порівнянні з симетричним диференціалом.

При поганому зчепленні коліс заднього (більше навантаженого) моста картина змінюється. Симетричний диференціал може забезпечувати більш високу силу тяги P_φ (пряма 3), ніж несиметричний диференціал, і тільки при невеликій різниці в зчепленні (у нашому прикладі $\varphi_{\min} > 0,5$) перевага буде на боці несиметричного диференціала.

Тому, для підвищення прохідності автомобіля з будь-яким міжосьовим диференціалом застосовують блокування. У цьому випадку при будь-яких співвідношеннях φ_1 і φ_2 сила тяги по зчепленню P_φ дорівнює сумі сил тяги по зчепленню обох мостів

$$P_\varphi = P_{\varphi_1} + P_{\varphi_2} = \varphi_1 Z_1 + \varphi_2 Z_2. \quad (1.7)$$

На рис. 1.6 пряма 4 показує зміну P_φ при блокованому диференціалі, якщо погане зчеплення мають колеса заднього моста, а пряма 5 при поганому зчепленні коліс переднього моста. І в тому і в іншому випадку блокування диференціала дає суттєвий вииграш у силі тяги P_φ в порівнянні з будь-яким неблокованим диференціалом. Тому міжосьові диференціали, як правило, мають блокувальну муфту.

Завдання

Відповідно до початкових даних (табл. 1.1, 1.2; формули 1.1-1.6):

- розглянути особливості будови роздавальної коробки трансмісії запропонованого автомобіля. Для цього використати довідкові данні за описом конструкції (видає керівник заняття), при цьому визначитися з типом приводу вихідних валів;

- визначити значення граничної сили тяги автомобіля по зчепленню за наявності диференціального приводу (симетричного і несиметричного: блокованого, неблокованого) мостів даного автомобіля за умови, що зчеплення коліс одного моста характеризується максимальним коефіцієнтом зчеплення φ_{max} , а іншого – мінімальним φ_{min} , змінним від 0 до n , результати звести в табл. 1.4;

- побудувати графіки зміни сили тяги по зчепленню P_φ від зміни значень φ_{min} (зобразити на одному рисунку), лінії для кожного даного варіанту рекомендується показати кольоровими;

- відповідно до отриманих результатів проаналізувати вплив типу диференціального приводу на прохідність автомобіля, привести порядок розрахунку, зробити висновки за завданням.

Таблиця 1.3 - Значення коефіцієнтів зчеплення шин з ґрунтом

Варіанти			Дорожні умови	φ при тиску повітря в шинах	
				номінальне	знижене
1	12	23	Дороги с бетонним покриттям	0,70 – 0,8	0,7 – 0,8
2	13	24	Булижне шосе	0,6 – 0,7	0,65 – 0,75
3	14		Укатана ґрунтована дорога	0,5 – 0,6	0,5 – 0,7
4	15		Розбита ґрунтова дорога	0,4 – 0,5	0,45 – 0,55
5	16		Заледеніла дорога	0,05 – 0,15	0,1 – 0,2
6	17		Укатана засніжена дорога	0,3 – 0,4	0,35 – 0,5
7	18		Ґрунтова дорога в період распутиці	0,25 – 0,35	0,3 – 0,4
8	19		Сухий пісок	0,2 – 0,3	0,3 – 0,35
9	20		Вологий пісок	0,35 – 0,5	0,4 – 0,5
10	21		Сніжна цілина	0,15 – 0,25	0,2 – 0,4
11	22		Задернений ґрунт	0,5 – 0,55	0,5 – 0,6

Таблиця 1.4 - Значення граничної сили тяги по зчепленню

№ п/п	Варіант привода	Значення координат для побудови графіків $P_{\varphi}(\varphi)$									
		φ	P_{φ}, H	φ	P_{φ}, H	φ	P_{φ}, H	φ	P_{φ}, H	φ	P_{φ}, H
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	несиметричний диференціал										
2	симетричний диференціал ($\varphi_2 = \varphi_{\max}$)										
3	симетричний диференціал ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$)										
4	заблокований диференціал ($\varphi_1 = \varphi_{\max}$)										
5	заблокований диференціал ($\varphi_2 = \varphi_{\max}$)										

Примітка. Значення φ_1 для переднього моста, φ_2 для заднього моста.

2 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТИСКУ ПОВІТРЯ В ШИНАХ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ НА ЇХ ПРОХІДНІСТЬ ПО ҐРУНТАХ, ЩО ДЕФОРМУЮТЬСЯ

Загальні положення

Поверхні, що деформуються - поверхні ґрунтових доріг, які бувають в сухому і вологому стані. Стан таких поверхонь впливає на прохідність автомобілів.

При русі по ґрунтах, що деформуються, між граничною тяговою силою на провідних колесах і силою опору руху автомобіля повинне бути певне співвідношення. Чим воно більше, тим краще прохідність. Пробуксовування має місце при ковзанні колеса по дорозі або зрізі ґрунту, коли до ведучих коліс прикладені значні крутні моменти.

Сила тяги, що розвивається, обмежується умовою зчеплення: сила тяги повинна бути рівна або менше сили зчеплення.

При русі автомобіля по поверхні, що деформується, з малою швидкістю прохідність може бути представлена залежністю [2, 3]

$$G_a f + G_a i \leq G_{вед.} \varphi, \quad (2.1)$$

де G_a - вага автомобіля, кг;

$G_{вед.}$ - вага, що доводиться на провідні колеса, кг;

φ - коефіцієнт зчеплення;

f - коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля;

i - подовжній ухил поверхні, %.

Якщо $G_a = G_{вед.}$, те рівняння можна записати так

$$\varphi - f \geq i. \quad (2.2)$$

Якщо $G_a \neq G_{вед.}$, то

$$G_{вед.} / G_a \varphi - f \geq i. \quad (2.3)$$

З рівнянь виходить, що для підвищення прохідності автомобілів необхідно прагнути до зменшення коефіцієнта опору коченню за умови достатнього зчеплення колеса з поверхнею.

При значенні $(G_{вед.} / G_a \varphi - f) > 0,20$ прохідність можна вважати хорошою; при значенні $(0,10 - 0,20)$ – задовільною; при значенні $(0,05 - 0,10)$ – скрутною; при $(0 - 0,05)$ – незадовільною.

Коефіцієнт опору коченню колеса по ґрунту, що деформується, визначається

$$f = \frac{P_f}{G_k}, \quad (2.4)$$

де P_f - сила опору коченню колеса, Н;

G_k - навантаження на колесо, Н.

Відношення, що визначає залежність сили опору коченню колеса від основних параметрів колеса і ґрунту, має наступний вигляд

$$P_f = 0,065 \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p_0 D^2}} + 0,425 G_k \sqrt[3]{\frac{p_0}{CD}}, \quad (2.5)$$

де G_k - навантаження на колесо, кг;
 p_0 - тиск повітря в шинах, кгс/см²;
 D - зовнішній діаметр колеса, см;
 C - коефіцієнт здатності ґрунту, що несе.

У приведеному відношенні перший доданок є опір коченню в результаті деформації колеса, а друге – в результаті деформації ґрунту під колесом, що деформується.

Утворення колії і опір коченню характеризується середнім питомим тиском колеса на ґрунт, величина якого визначається розмірами колеса, навантаженням на нього і тиском повітря в шині.

Оскільки каркас шини має деяку жорсткість, то частина навантаження G_k передається на ґрунт самим каркасом і питомий тиск на ґрунт буде більший, ніж внутрішній тиск повітря в шині. Жорсткість каркаса залежить від його конструкції, форми профілю шини і тиску повітря.

При коченні по м'якому ґрунту величина середнього питомого тиску визначатиметься співвідношенням жорсткостей ґрунту і пневматичної шини. Якщо жорсткість шини більше жорсткості ґрунту, то шина занурюється у ґрунт, залишаючись круглою, подібно до жорсткого колеса. При цьому в роботу вступають бічні поверхні шини, і питомий тиск може бути нижче, ніж тиск повітря в шині.

Значне зниження питомого тиску досягається за рахунок деформації шини, яка відбувається, коли жорсткість шини менше жорсткості ґрунту.

При русі автомобіля по поверхні, що деформується, енергія витрачається, в основному, на утворення колії, і на подолання сил тертя коліс об стінки колії, опору ґрунту зрізанню і сил налипання ґрунту.

Потужність, що витрачається на рух по ґрунтах, що деформуються, визначається по формулі

$$N_f = \frac{G_a f v_a}{270}, \quad (2.6)$$

де G_a – вага автомобіля, кг;

v_a – швидкість поступального руху автомобіля, км/год.;

f – коефіцієнт опору кочення по ґрунту, що деформується.

Завдання

Відповідно до даних (табл. 1.1, 1.2, 2.3), формул (2.1-2.5) для автомобіля, рухомому по ґрунту, що деформується:

- побудувати графіки (значення величин, що отримуються за розрахунками, занести до табл. 2.1) зміни сили опору коченню залежно від зміни тиску повітря в шині для приведених ґрунтів, $P_f = f(p_0)$;

- визначити інтервали оптимальних значень тиску повітря в шинах для руху автомобіля по заданих ґрунтах, p_1, p_2 ;

- визначити значення коефіцієнта опору коченню f , при яких прохідність даного автомобіля за заданими умовами руху буде: хорошою; задовільною; скрутною; незадовільною;

- визначити значення потужності N_f , що витрачається на рух по ґрунтах, що деформуються, при розрахованих значеннях f для різних прохідностей за умови зміни швидкості руху від 0 до 30 км/ч, за наслідками обчислень побудувати графіки $N_f = f(v_a)$, (значення величин, що отримуються за розрахунками, занести до табл. 2.2);

- отримані результати обчислень звести в табл. 2.4;

- відповідно до отриманих результатів проаналізувати вплив можливості регулювання тиску повітря в шинах на підвищення прохідності автомобіля і потужність, що витрачається при цьому, по приведених ґрунтах, що деформуються.

Примітки:

1. При визначенні значень P_f рекомендується використовувати значення p_0 від 0 до 5 кгс/см², а кількість значень не меншого 7, дані для побудови графіків звести в табл. 2.1.

2. При визначенні значень N_f рекомендується використовувати значення v_a 5, 10, 15, 20, 25 км/г, дані для побудови графіків звести в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Дані для побудови графіків $N_f = f(v_a)$

Таблиця 2.3 - Вихідні дані

Таблиця 2.4 - Значення визначених характеристик

[illegible]

3 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3

ВИЗНАЧЕННЯ ВИСОТИ ПОРОГУ ПЕРЕШКОДИ, ЯКИЙ ДОЛАЄТЬСЯ АВТОМОБІЛЯМИ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

Загальні положення

Подолання автомобілем порогового перешкоду полягає в послідовному подоланні цього перешкоду окремими колесами.

Сили, що діють на колесо на початку долаття порогу висотою h , приведені на рисунку 1.3. В даному випадку на колесо діють:

- крутний момент, M_k ;
- штовхаюча сила, P_k ;
- навантаження на вісь, G_k ;
- реакція порогу (точка A) – нормальна R_n і дотична T_n .

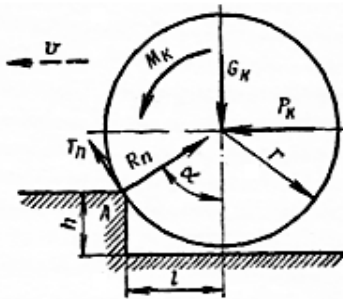


Рисунок 3.1 – Схема сил, діючих на ведуче колесо на початку долаття порога

Оскільки колесо при подоланні порогу прослизає, то дотична реакція порогу T_n визначиться по формулі

$$T_n = \varphi_n R_n, \quad (3.1)$$

де φ_n - коефіцієнт зчеплення на порозі;

R_n - реакція ґрунту на силу тиску колеса.

Штовхаюча сила колеса, що діє з боку рами автомобіля, визначиться по формулі

$$P_k = \varphi G_k, \quad (3.2)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення задніх коліс з ґрунтом.

Виходячи з того, що:

- рівняння моментів сил щодо точки A визначиться як

$$M_k + P_k(r - h) - G_k l = 0; \quad (3.3)$$

- підведений крутний момент, нормальна реакція порогу в точці A , радіус колеса співвідносяться як

$$M_k = T_n r = \varphi_n R_n r; \quad (3.4)$$

- висота порогу і радіус колеса визначають відстань від осі колеса до межі порогового перешкоду співвідношенням

$$l = \sqrt{r^2 - (r - h)^2}; \quad (3.5)$$

- нормальна реакція порогу R_n визначиться по формулі

$$R_n = P_k \sin \alpha + G_k \cos \alpha, \quad (3.6)$$

то, провівши перетворення рівняння моментів (3.3), формула, що визначає висоту перешкоди, матиме наступний вигляд

$$h = \left(1 - \frac{1 - \varphi_n \frac{P_k}{G_k}}{\sqrt{\left(1 + \varphi_n^2\right) \left(1 + \frac{P_k^2}{G_k^2}\right)}} \right) r. \quad (3.7)$$

Завдання

Відповідно до початкових даних (табл. 3.1), приймаючи наступні допущення: рух автомобіля сталий; опір коченню і опір повітря не враховується зважаючи на їх трохи порівняно з основним опором перекочуванню колеса через поріг; колесо і перешкоду достатнє жорсткі:

- визначити висоту перешкоди, подоланого автомобілем при його спорядженій і повній масі, при веденому та ведучому режимі руху автомобіля. Від'ємності визначається у різних значеннях сили, яка штовхає, тобто потрібно розглянути повно та неповно привідний режим руху при наїзді на поріг;

- результати обчислень звести в табл. 3.2;

- за даними табл. 3.2 побудувати графіки $h = f(\varphi_n)$;

- відповідно до отриманих результатів проаналізувати вплив коефіцієнта зчеплення на порозі і розподіл ваги даного автомобіля на висоту подоланого перешкоду - $h_{\max}$, привести порядок розрахунку, зробити висновки за завданням.

Таблиця 3.1 - Початкові дані

№ п/п	Найменування параметра	Варіанти					
		1, 7, 13, 19	2, 8, 14, 20	3, 9, 15, 21	4, 10, 16, 22	5, 11, 17, 23	6, 12, 18, 24
1	Коефіцієнт зчеплення, φ	0,6	0,8	0,7	0,5	0,75	0,4
2	Коефіцієнт зчеплення, φ_n	0,5; 0,6; 0,7	0,6; 0,8; 0,85	0,4; 0,7; 0,8	0,4; 0,5; 0,6	0,6; 0,75; 0,8	0,35; 0,4; 0,5
3	Марка автомобіля	КамАЗ-6540 самоскид	КамАЗ-44108 бортовий	КамАЗ-4326 бортовий	КрАЗ-6443 тягач	Урал-5423 тягач	Урал-6323 бортовий
4	Колісна формула	8х8	6х6	4х4	6х6	8х8	8х8
5	Маса:						
	- споряджена, кг	11850/30500	9850/19000	8025/11600	9700/42000	11300/25100	11420/25220
	- на передній міст, кг	6500/1200	4840/5435	4075/5265	4700/5300	8075/9475	7910/9470
	- на задній міст, кг	5350/18500	5010/13565	3950/6335	5000/21600	3225/15825	3510/15750
6	Шини	280 R508	1200х508-533	310-533	320 R508	1200х500-508	1200х500х508

Таблиця 3.2 - Значення висоти подоланого порогу

№ п/п	Найменування	Споряджена маса			Повна маса		
		$\varphi_n = n_1$	$\varphi_n = n_2$	$\varphi_n = n_3$	$\varphi_n = n_1$	$\varphi_n = n_2$	$\varphi_n = n_3$
	$h, \text{ м}$						

4 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСМІСІЇ МАШИН З ГУСЕНИЧНИМ РУШЕМ

4.1 Конструктивні особливості трансмісій тягачів, транспортерів, транспортерів-тягачів

Завдання

Відповідно до опису та приведених рисунків 4.1-4.6 елементів трансмісій тягачів, транспортерів, транспортерів-тягачів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ, АТ-ЛІ, МТ-ЛБ, МТ-Т, ГТ-Т, АТС-59, ДТ-20, зовнішній вигляд яких наведено у додатку Б:

- ознайомитись із загальним пристроєм і взаємним розташуванням основних деталей, складальних одиниць, механізмів, агрегатів;
- вивчити порядок передачі крутного моменту, від двигуна на провідні колеса і способи зміни його по величині;
- розглянути взаємодію деталей вузлів і механізмів, що забезпечують поворот.

В робочих зошитах по кожному розглянутому зразку:

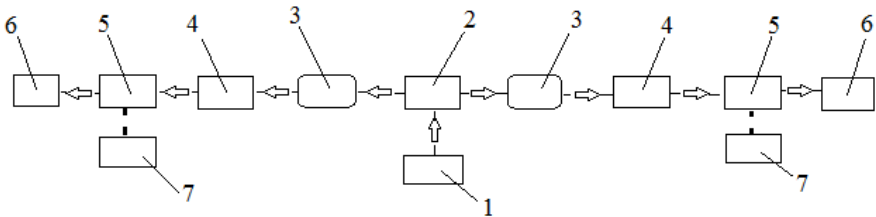
- схематично відобразити порядок передачі потужності, від двигуна (від первинного елементу на схеми, що наведено) до ведучих коліс у вигляді структурної схеми;
- окремо, після схеми перерахувати деталі вузлів і механізмів по засобах яких здійснюється поворот.

Окремими елементами у схемах вважати такі, в яких, та за рахунок яких здійснюється:

- передача, зупинка обертального руху: вали; муфти, що поєднують; шарнірні передачі; складові гальм; фрикційні диски та інші;

- елементарне перетворення руху за напрямком та величиною: одинарні зубчасті передачі; планетарні ряди та інші.

Приклад відображення структурної схеми наведено на рис.4.1.



1 - вхідний вал; 2 - головна передача; 3 - вал; 4 - барабан, що веде;

5 - фрикційні диски барабана, що веде; ... -

Рисунок 4.1 – Структурна схема передачі потужності в трансмісії тягача ...

Якщо в трансмісії має місце два потоки передачі потужності, то рекомендується послідовність передачі потужності кожного потоку позначити різними кольорами.

4.1.1 Трансмісія транспортерів ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ

Гусеничні машини відрізняються від колісних механізмами, що забезпечують поворот. Оскільки поворот здійснюють шляхом створення різниці швидкостей руху лівої і правої гусениць, то в системі силового приводу передбачений спеціальний механізм повороту (МП). Іноді він поєднується з коробкою передач. У цьому випадку МП виконує одночасно і функції головного агрегату трансмісії та називається механізмом передач і повороту (МПП) [1].

Найбільш прості механізми повороту на легких гусеничних машинах. Зокрема, на транспортерах ГТ-С, ГТ-СМ і ГТ-МУ використаний простий фрикціон. У цих машинах головна передача з бортовими фрикціонами і гальмами виконана у вигляді єдиного агрегату (рис. 4.2), призначеного для збільшення крутного моменту (передавальне число кінчної пари шестерень 1 і 2 рівно 1,9), передачі крутного моменту на ведені вали 6, розташовані перпендикулярно осі машини, повороту і гальмування машини.

Поворот здійснюється за допомогою бортових фрикційних 4 і стрічкових гальм 5.

В даному випадку застосування такого механізму цілком виправдано, оскільки транспортери в цілому прості за конструкцією, мають малу масу і невелику потужність, внаслідок чого теплова навантаженість гальм невелика, і механізм досить надійний в експлуатації. Маневреність, як показує досвід, також задовільна.

Передача крутного моменту до бортових передач і поворот транспортера здійснюються таким чином.

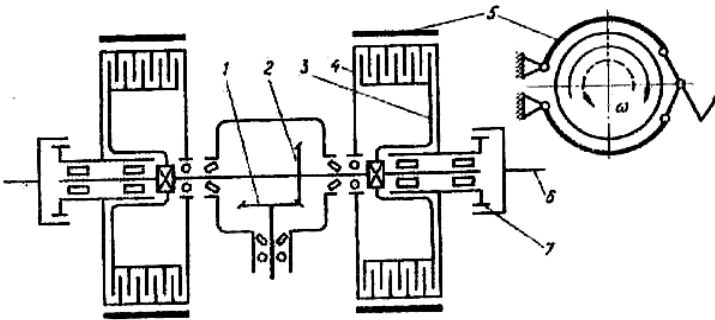
У нормальному положенні при вимкнених гальмах 5 диски фрикціонів 4 стиснуті пружинами, тому вони обертаються як одне ціле з веденими барабанами 8, а крутний момент через замкнуті бортові фрикціони, з'єднувальні муфти 7 і ведені вали 6 передається до обох бортових передач, і потім до ведучих коліс.

Коли включається один з гальм (наприклад, правий), то у водночас за допомогою механізму виключення фрикціона звільняються натискні пружини і ведений барабан фрикціона роз'єднується з ведучим.

Таким чином, правий ведений барабан і права піввісь зупиняються, а увесь крутний момент передається тільки через лівий бортовий фрикціон до лівого борту машини. Для повороту в інший бік включають інше гальмо. У зв'язку з цим конструкція кожного з бортових фрикціонів розрахована на передачу всього крутного моменту двигуна.

Бортова передача транспортера ГТ-СМ є пара циліндричних шестерень, укладених в корпус. Це, так звана, проста однорядна не співвісна бортова передача. На ведений вал бортової передачі встановлюють провідне колесо, від якого здійснюється привід спідометра.

У багатьох гусеничних машин привід спідометра здійснюється саме від бортової передачі, а не від коробки передач, як у автомобілів. Це пояснюється тим, що при наявності механізмів повороту гусеничного типу фактична швидкість руху машини на повороті є напівсумою швидкостей двох гусениць і, як правило, менше швидкості прямолінійного руху, тобто менше швидкості, яка визначається по частоті обертання будь-якого з агрегатів, встановлених до механізму повороту.



1, 2 - конічні шестерні; 3 - відомий барабан; 4 - бортовий фрикціон;
5 - стрічкове гальмо; 6 - відомий вал; 7 - сполучна муфта

Рисунок 4.2 – Головна передача ГТ-С, ГТ-СМ, ГТ-МУ

4.1.2 Трансмісія тягача АТ-Л, транспортера-снігоболотохода ГТ-Т, транспортера-тягача МТ-ЛБ

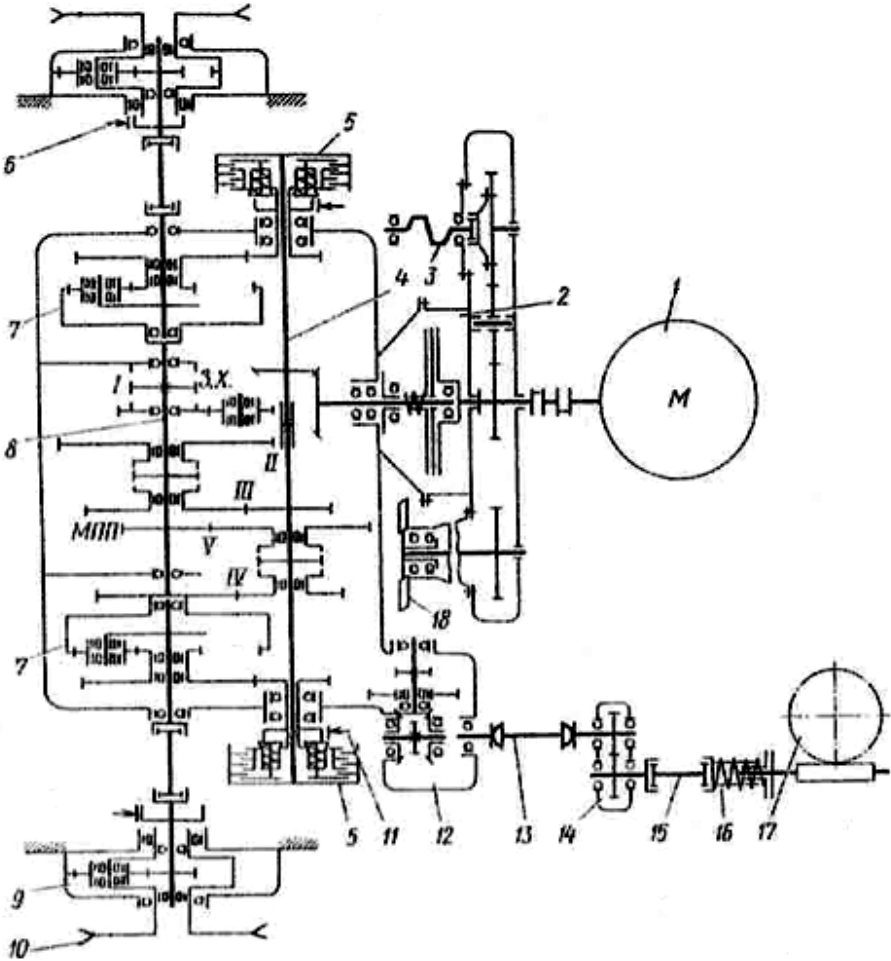
На гусеничних машинах легкій вагової категорії отримав застосування інший тип механізму повороту - МПП з подвійним підведенням потужності до бортових передач.

Його використовують на тягачах АТ-Л, транспортерах-снігоболотохода ГТ-Т, легких гусеничних транспортерах-тягачах МТ-ЛБ та ін. На рис. 4.3 показана схема трансмісії і приводів тягача АТ-Л з таким механізмом передач і повороту.

МПП складається з конічної пари шестерень, коробки передач, планетарно-фрикційних механізмів повороту і реверсивного механізму лебідки, виконаних конструктивно в одному агрегаті.

Безпосередньо від двигуна потужність відбирається тільки для приводу компресора 3 і вентилятора системи охолодження 18. Вся інша потужність передається через МПП.

Управління коробкою передач і планетарно-фрикційними механізмами повороту здійснюється окремо, самостійними приводами. Зміна тягового зусилля на ведучих колесах і швидкості руху досягається переключенням передач або включенням уповільнених передач. Поворот машини відбувається в результаті повного загальмування однією з гусениць зупиночним гальмом 6 або зменшення її швидкості руху включенням з відстаючої сторони сповільненої передачі.



- 1 – двигун; 2 – головний фрикціон; 3 – компресор; 4 – передавальний вал;
 5 – блокувальні фрикціони; 6 – зупинне гальмо; 7 – планетарний ряд;
 8 – головний вал; 9 – бортова передача; 10 – провідне колесо; 11 – гальмо механізму повороту; 12 – реверсивний механізм; 13, 15 – карданний вал;
 14 – проміжний редуктор; 16 – запобіжна муфта; 17 – привід лебідки;
 18 – вентилятор системи охолодження

Рисунок 4.3 – Кінематична схема трансмісії тягача АТ-ЛІ

Потужність від двигуна при прямолінійному русі передається через головний фрикціон 2 і конічні шестерні до планетарних редукторів механізмів повороту двома потоками.

Один потік потужності йде від передавального валу 4, пов'язаного з відомою конічною шестернею, через пару шестерень включеної передачі і головний вал 8 до епіциклічних шестерень підсумкових планетарних рядів 7.

Інший потік потужності йде від передаточного вала 4 (що розгалужується) через включені блокувальні фрикціони 5 до сонячних шестерень підсумкових планетарних рядів 7.

Обидва потоки потужності підсумовуються на водилах і далі через планетарні, бортові передачі 9 передаються до ведучих коліс 10.

При нейтральному положенні рухомих муфт механізмів переключення передач, виключених гальмах 11 механізму повороту і включених фрикціонах 5 тягач не буде рухатися. Обертання від двигуна в цьому випадку передається тільки по одному потоку - від передавального валу 4 через включені фрикціони 5 на сонячні шестерні обох підсумкових планетарних рядів 7. Сонячні шестерні обертають сателіти на осях водил, які залишаються нерухомими внаслідок того, що їх обертанню перешкоджають моменти опору на провідних колесах.

Сателіти захоплюють епіциклічні шестерні підсумкових рядів і змушують обертатися пов'язаний з ними головний вал 8 в напрямку, протилежному напрямку обертання при русі машини переднім ходом. У цьому випадку через нього не передається ні крутний момент від двигуна, ні реактивний момент від гальм механізму повороту. Він обертається вхолосту.

Якщо при нейтральному положенні рухомих муфт в коробці передач включити один з блокувальних фрикціонів 5 і включити гальмо 11 веденого барабана цього ж фрикціона, то тягач буде повертатися на місці.

Потужність від двигуна при такому положенні передається на сонячну шестерню того підсумовуючого планетарного редуктора, який не пов'язаний з вимкненим фрикціоном і його загальмованим веденим барабаном. Сонячна шестерня іншого планетарного редуктора загальмована, тому що пов'язана з загальмованим веденим барабаном фрикціона. Тягач буде повертатися в ту сторону, де вимкнений фрикціон і загальмований ведений барабан фрикціона.

Радіус повороту тягача в цьому випадку залежить від співвідношення моментів опору на провідних колесах.

При прямолінійному русі, коли блокувальні фрикціони 5 включені, а гальма механізмів повороту 11 і зупинові 6 відпущені, в залежності від положення рухливих муфт може бути включена одна з п'яти передач для руху вперед (передачі нормального ряду) або передача заднього ходу. При включенні першої передачі потужність до ведучих коліс передається тільки одним потоком, через включені фрикціони 5. Сонячні шестерні при цьому не обертаються, так як рухома зубчаста муфта включення першої передачі блокує головний вал 5 з картером МПП. Таким чином, на першій передачі МПП працює як однопотоківий механізм, що передає потужність від двигуна до підсумкових планетарних рядів тільки через передавальний вал 4.

На другій передачі і наступних потужність від двигуна до планетарних рядів передається двома потоками:

- через включену пару шестерень відповідної передачі і головний вал 8 до епіциклічних шестерень;
- через фрикціони 5 до сонячних шестерень.

У підсумкових планетарних рядах 7 потоки потужності складаються. В результаті водила починають обертатися з певною швидкістю, передають крутний момент до бортових передач і далі до ведучих коліс.

При включенні передачі заднього ходу потужність від передавального валу 4 передається також двома потоками. Різниця полягає тільки в тому, що перший потік потужності (до епіциклічних шестерень) передається через три шестерні замість двох при включенні передач переднього ходу. Внаслідок цього головний вал 8 і епіциклічні шестерні обертаються в зворотному напрямку. Сонячні шестерні обертаються в тому ж напрямку, що і при русі вперед, але, так як частота обертання епіциклічних шестерень перевищує частоту обертання сонячних (в результаті відповідного підбору передавального числа), то водила обертаються в зворотному напрямку і забезпечують тягачу задній хід.

При прямолінійному русі, коли блокувальні фрикціони 5 вимкнені, а гальма механізмів повороту 11 включені, тобто, сонячні шестерні зупинені, можуть бути включені передачі уповільненої ряду. Передача потужності другим потоком (через передавальний вал 4) при

цьому припиняється. Потужність передається одним потоком через шестерні включеної передачі на епіциклічні шестерні підсумкових планетарних рядів. У цьому випадку водила знаходяться під дією тільки епіциклічних шестерень і частота обертання їх знижується.

Внаслідок того, що частота обертання сонячних шестерень при включених фрикціонах завжди однакова, незалежно від порядку включеної передачі, при їх зупинці однаково знижується частота обертання водил на кожній передачі (виключаючи першу передачу). Відповідно також знижується швидкість руху. Так як на першій передачі головний вал зупиняється (блокується з картером), то при вимкнених фрикціонах механізмів повороту передача потужності на бортові передачі припиняється і тягач зупиняється. Таким чином, виходить тільки чотири уповільнені передачі (друга - п'ята).

У схемі трансмісії тягача АТ-Л передбачено відбір потужності на лебідку. Привід лебідки 17 (рис. 4.2) здійснюється від великого вінця сонячної шестірни лівого підсумованого планетарного ряду 7 через реверсивний механізм включення 12, карданні вали 13 і 15, проміжний редуктор 14 і запобіжну муфту 16. Запобіжна муфта обмежує граничне тягове зусилля на тросі: при повністю намотаному барабані - 45 кН, при змотаному барабані - 65 кН.

Для забезпечення реалізації такого великого тягового зусилля, при відносно невеликій масі тягача (без навантаження 6,3 т), його гусеничний рушій при виконанні евакуаційних робіт блокується тросом шляхом з'єднання траків опорної гілки обводу з тягово-зчіпним пристроєм.

4.1.3 Трансмісія транспортера ГТ-Т

Кінематична схема трансмісії з механізмом передач і повороту ГТ-Т показана на рис. 4.4 [1].

При прямолінійному русі крутний момент від двигуна через головний фрикціон 1 і пару конічних шестерень 2 передається до підсумованих планетарних рядів 10 двома потоками:

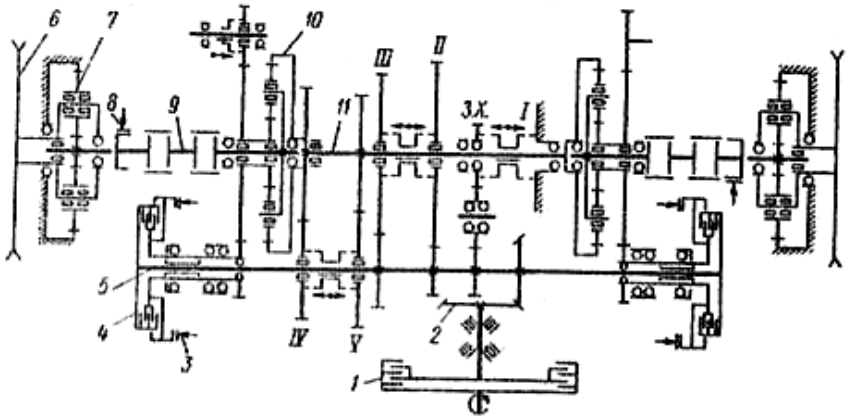
- через включені другу або п'яту передачі (крім першої) та головний вал 11 епіциклічних шестерень;
- через передавальний вал (що розгалужує) 5 і включені блокувальні фрикціони 4 сонячним шестерням.

Обидва потоки сумуються на водил планетарних рядів і потім передаються сполучними валами 9 (мають зубчасті муфти для

компенсації неспівосності валів МПП, що з'єднуються, і бортової передачі) на бортові передачі 7 і ведучі колеса 6.

При включенні першої передачі потужність передається тільки одним потоком, через передавальний вал і блокувальні фрикціони сонячним шестерням підсумкових рядів.

Епіциклічних шестерні в цьому випадку, як видно зі схеми, блокуються з картером МПП.



- 1 - головний фрикціон; 2 - конічна пара шестерень; 3 - гальмо;
 4 - фрикціон; 5 - передавальний вал; 6 - провідне колесо;
 7 - бортова передача; 8 - гальмо; 9 - сполучний вал;
 10 - підсумований планетарний ряд; 11 - головний вал

Рисунок 4.4 – Кінематична схема трансмісії ГТ-Т

При виключенні одного з блокувальних фрикціонів 4 і включенні гальмівного барабана фрикціона на одному борту гальмом 8 (установка важеля управління в перше положення) потужність від двигуна до підсумованого планетарному ряду цього борту передається лише через шестерні відповідно включеної передачі, головний вал 11 і епіциклічну шестерню. При цьому, якщо в коробці передач включені друга, третя, четверта або п'ята передачі, то частота обертання водила підсумового планетарного ряду буде менше, ніж при не увімкненому гальмі. Якщо ж включена передача заднього ходу, то частота обертання буде більше, ніж при не увімкненому гальмі. У цьому випадку за рахунок різниці швидкостей гусениць відбувається поворот машини з розрахунковим радіусом повороту.

При включених гальмах 3 і вимкнених блокувальних фрикціонах 4 на першій передачі сповільнену швидкість (повільний рух) отримати не можна. На всіх інших передачах розрахункова швидкість руху за даних умов буде менше швидкості руху на передачах нормального ряду на 5,07 км/год. (розрахункова швидкість руху на першій передачі). Тільки на передачі заднього ходу уповільненого ряду швидкість буде більше, ніж на передачі заднього ходу нормального ряду.

Одночасне включення гальм блокувальних фрикціонів можна використовувати лише для короткочасного підвищення сили тяги при подоланні будь-яких невеликих перешкод. Коли включений один з зупиночних гальм 8 і розблокований фрикціон 4, транспортер повертається по радіусу, рівному ширині машини, в сторону затягнутого гальма. У цьому випадку важіль управління механізмом повороту встановлюють в друге положення.

4.1.4 Трансмісія тягача АТС-59 (АТ-Т)

У конструкціях тягачів АТС-59 і АТ-Т для повороту застосовують двоступеневі планетарні механізми повороту (ПМП). Схема трансмісії цього тягача АТС-59 (АТС-59Г) представлена на рис. 4.5 [1].

П'ятиступінчаста коробка передач тягача 8 змонтована в загальному картері з двоступінчастим планетарним механізмом повороту 3 і головною передачею 4. При цьому фрикціони поміщені усередині картера і працюють в маслі. Система управління ПМП - гідравлічна.

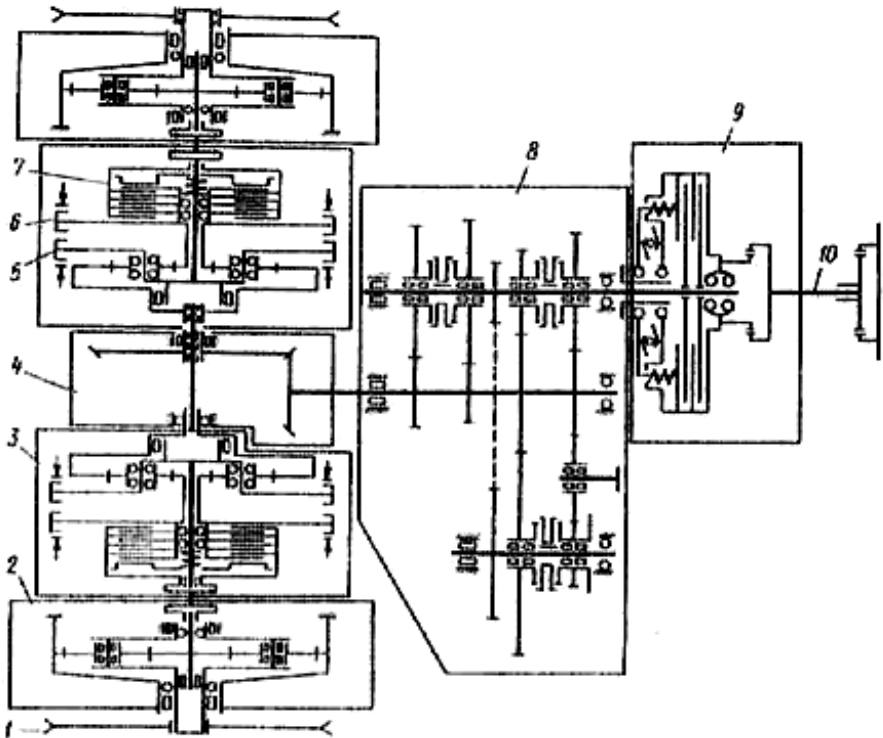
Потужність від двигуна через карданну передачу 10, головний фрикціон 9, коробку передач 8 і механізм повороту 3 передається до бортових передач 2 і ведучих коліс 1. Передача потужності здійснюється одним потоком.

ПМП може перебувати в трьох положеннях відповідно до положення важеля управління: у вихідному (прямолінійний рух), у першому (поворот з частково загальмованою гусеницею) і в другому (поворот з повністю загальмованою гусеницею).

У вихідному положенні фрикціон 7 включений, а гальма 5 і 6 вимкнені. У цьому випадку, як видно зі схеми, частота обертання веденого вала головної передачі дорівнює частоті обертання ведучого вала бортової передачі, оскільки сонячна шестерня зблокована

фрикціоном 7 з водилом і весь планетарний механізм обертається як одне ціле.

У першому положенні важеля управління поворотом фрикціон 7 вимкнений, а сонячна шестерня зупинена гальмом. У цьому випадку частота обертання ведучого вала бортової передачі дорівнює частоті обертання веденого вала головної передачі. У такому положенні здійснюється поворот машини по розрахунковому радіусу, відповідному різниці швидкостей забігаючої і відстаючої гусениць, і значно більшого, ніж колія машини.



1 - провідне колесо; 2 - бортова передача; 3 - механізм повороту;
4 - головна передача; 5,6 - гальмо; 7 - фрикціон; 8 - коробка передач;
9 - головний фрикціон; 10 - карданна передача

Рисунок 4.5 – Кінематична схема трансмісії тягача АТС-59Г

У другому положенні важеля управління включений фрикціон 7 і включений (затягнут) зупинне гальмо 5. У цьому випадку частота обертання водила дорівнює нулю, гусениця повністю загальмована і поворот відбувається з радіусом, рівним колії машини ($R = B$). Так як ведений вал головної передачі обертається, а водило зупинено, то сонячна шестерня при цьому режимі обертається в зворотну сторону.

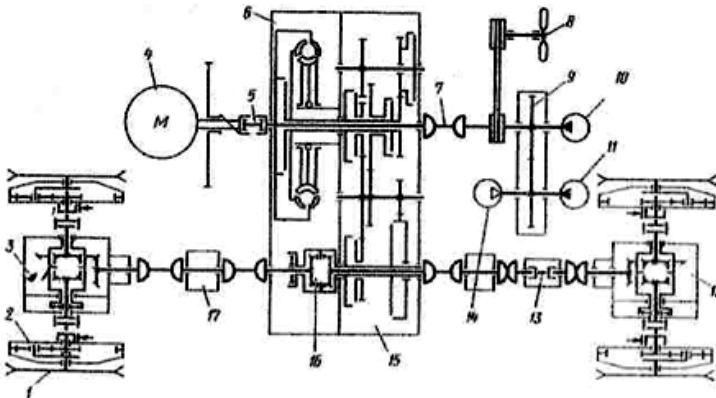
У процесі руху можуть бути здійснені ще такі режими:

- важелі лівого і правого ПМП встановлені в перше положення. Тягач при цьому буде рухатися зі швидкістю меншою, ніж при початковому положенні важелів;

- важіль одного ПМП встановлений в перше положення, а важіль іншого - в друге. В цьому випадку тягач буде повертатися навколо однієї з гусениць, проте середня швидкість повороту буде менше, ніж у розглянутому випадку, коли тільки один важіль перебував у першому положенні.

4.1.5 Трансмісія дволанкової машини ДТ-20

Кінематична схема трансмісії і системи приводів дволанкової машини ДТ-20 (рис. 4.6) досить повно характеризує особливості принципових конструктивних рішень машин цього типу.



- 1 - провідне колесо; 2 - бортовий редуктор; 3, 12 - провідний міст;
 4 - двигун; 5, 17 - карданний вал; 6 - гідротрансформатор; 7 - карданний вал;
 8 - вентилятор; 9 - редуктор відбору потужності; 10, 11 - насос гідросистеми;
 13 - проміжна опора; 14 - компресор

Рисунок 4.6 – Схема трансмісії і системи приводів дволанкової машини ДТ-20

Основним елементом, що змінює крутний момент і розділяє потужність по потокам, є гідромеханічна коробка.

Гідромеханічна коробка має у своєму складі гідротрансформатор 6, механічну коробку передач 15 і міжланковий диференціал 16, що блокує і забезпечує можливість узгодження швидкостей руху передньої і задньої ланок машини при проходженні нею різних шляхів під час повороту або подолання профільних перешкод (нерівностей) місцевості.

Привід до гідромеханічної коробки від двигуна 4 здійснюється через зубчастий карданний вал 5. Від коробки потужність відводиться через карданний вал 17 до ведучого мосту 3 першої ланки, через карданну передачу з проміжною опорою 13 до ведучого мосту 12 другої (задньої) ланки й через карданний вал 7 до редуктора відбору потужності 9.

Від редуктора відбору потужності здійснюється привід до вентилятора 8 системи охолодження двигуна, компресора 14 і насосам 10 і 11 (відповідно НШ-100 і НШ-32) гідросистеми, що забезпечує складання ланок у горизонтальній і вертикальній площинах.

Провідні мости 3 і 12 з конічними міжбортовими диференціалами уніфіковані. Від них крутний момент через бортові редуктори 2 підводиться до ведучих коліс 1. Коробка передач забезпечує отримання чотирьох передач вперед і однією заднього ходу. Управління коробки - електрогідравлічне.

Всі диференціали, і міжланкові, і міжбортові, блокуються за допомогою пневматичної системи управління з робочого місця водія, в результаті чого досягається упевнений рух по ділянках місцевості з різними коефіцієнтами зчеплення під ланками гусениць.

Використання механізму зчленування 13, що має три ступені свободи (поворот в горизонтальній і вертикальній площинах і навколо осі), забезпечує хорошу пристосованість ланок до рельєфу місцевості і високу прохідність в різних дорожніх умовах.

4.2 Конструктивні особливості приводів багатфункціонального призначення транспортерів-тягачів МТ-ЛБ, МТ-С

Завдання

Відповідно до приведених рисунків 4.7-4.10 систем приводів багатфункціонального призначення транспортерів-тягачів МТ-ЛБ, МТ-С:

- розглянути систему приводів багатфункціонального призначення;
 - вивчити потоки відбору потужності для приводу устаткування.
- В робочих зошитах по кожному розглянутому зразку:
- схематично показати потоки відбору потужності, для чого використовувати запропонований підхід до складання структурних схем у п. 4.1;
 - перерахувати деталі, вузли, механізми, агрегати, задіяні в кожному потоці відбору потужності.

Рекомендується послідовність передачі потужності кожного потоку позначити різними кольорами.

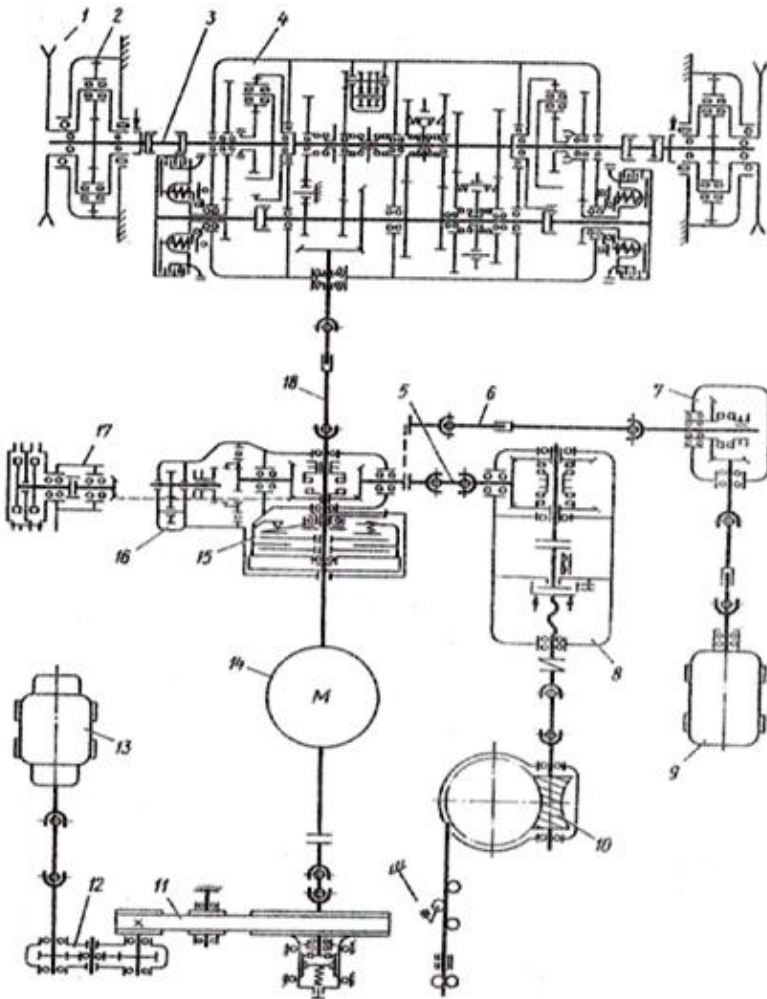
4.2.1 Система приводів багатфункціонального призначення транспортерів-тягачів МТ-ЛБ

МПП є складовою частиною системи приводів багатфункціонального призначення (рис. 4.7) [1].

У системі п'ять потоків відбору потужності.

Один з них, відбір потужності на рух, виконується за традиційною схемою: від двигуна 14 крутний момент через головний фрикціон 15 і карданний вал 18 передається на механізм передач і повороту 4, від якого через короткі карданні зчленування 3 до бортових редукторів 2 і ведучим колесам 1.

При необхідності зміщення силової установки двигун може бути розміщений ближче до МПП або далі від нього шляхом відповідної зміни місць в корпусі і довжини карданного валу. Для того щоб при цьому зберігалася працездатність шарнірів карданного валу, кінцевий редуктор МПП зміщений від центру, щоб кути нахилу карданного валу щодо поздовжньої осі двигуна і МПП були невеликими.



1 - провідне колесо; 2 - бортовий редуктор; 3 - карданна передача; 4 - механізм передач і повороту; 5 - вал; 6 - привід; 7 - конічний редуктор; 8 - спеціальний редуктор; 9, 13 - генераторна установка; 10 - лебідка; 11 - ремінна передача; 12 - редуктор; 14 - двигун; 15 - головний фрикціон; 16 - редуктор; 17 - насос, що відкачує воду; 18 - карданний вал

Рисунок 4.7 – Система приводів багатofункціонального призначення базового шасі сімейства легких гусеничних транспортерів-тягачів

Від носка колінчастого вала двигуна через ремінну передачу 11 і редуктор 12 здійснюється привід до генераторної установки 13, що забезпечує живленням безпосередні споживачі електроенергії машини.

Для приводу на інші потоки відбору потужності служить спеціальний редуктор 16. У тягових машин від нього через вал 5 і спеціальний редуктор 8 до 100% потужності може відбиратися на лебідку 10. На машинах, які несуть на собі різне функціональне обладнання, лебідку не встановлюють. В цьому випадку від валу відбору потужності редуктора 16 через привід 6 і конічний редуктор 7 потужність підводиться до генераторної установки 9. Від редуктора 16 забезпечується також привід до насоса 17, що відкачує воду та який необхідно встановлювати на всіх модифікаціях, пристосованих до плаву.

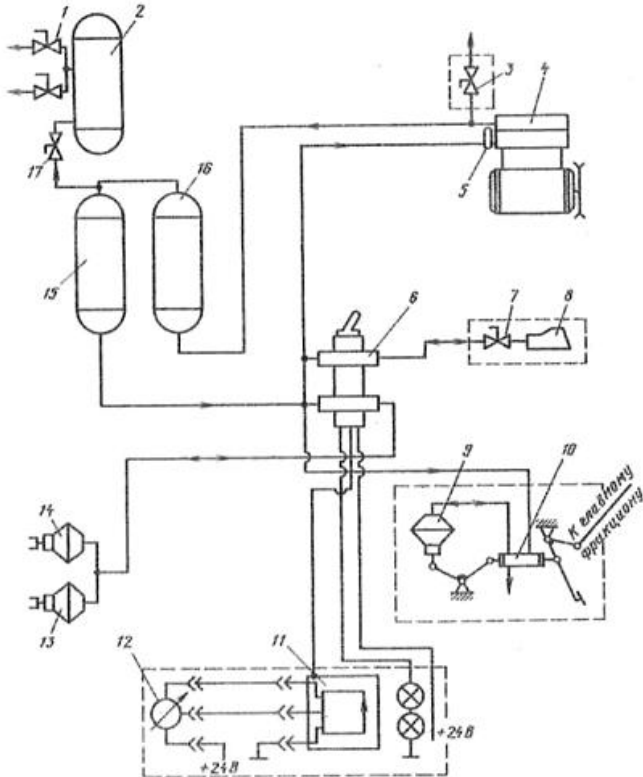
Система приводів багатфункціонального призначення дозволяє також здійснити відбір потужності на електро- і гідрообладнання, яке може працювати як на стоянці, так і в русі. У цю систему входить також і пневматична система, призначена для здійснення приводів до гальмівної системи, система забезпечення умов роботи екіпажу, виконання тягово-буксирувальних робіт та ін.

Так само як і у механічній системі приводів, в пневматичній системі (рис. 4.8) передбачена можливість різної комплектації машин в залежності від призначення.

Так, для машин, які використовуються як тягачі-буксирувальники причепів, в систему введений роз'єднувальний кран 7 зі сполучною голівкою 8 для подачі повітря в пневмосистему прицепа. Для цих же машин замість одинарного гальмівного крана 6 встановлений подвійний. На машинах з сімома парами опорних катків, що мають підвищену загальну масу, в систему встановлений пневматичний допоміжний механізм 10 з пневмокамерою 9 для управління головним фрикціоном. На модифікаціях, для яких потрібно додаткове джерело стисненого повітря, передбачена можливість його відбору через кран 3 із загальної пневматичної системи. Таким чином, завчасно забезпечується можливість самого широкого використання цієї системи машинами різного призначення, в тому числі і живлення споживачів, які мають на встановленому на шасі обладнання.

Однак на всіх модифікаціях машин використана єдина базова пневмосистема, що складається з:

- компресора 4 з регулятором тиску 5;
- ресиверів 15 і 16, від яких повітря подається до гальмівного крану 6 і через кран 17 до водяного бачка 2 пневматичних гальмівних камер 13 і 14;
- пристрою 1 для обмивання скла;
- елементів контролю у вигляді датчиків 11 і манометрів 12.



- 1 - пристрій для обмивання стекол; 2 - водяний бачок; 3 - кран;
 4 - компресор; 5 - регулятор тиску; 6 - гальмівний кран;
 7 - роз'єднальний кран; 8 - сполучна головка; 9 - пневмокамера;
 10 - пневматичний механізм; 11 - датчик; 12 - манометр;
 13, 14 - гальмівна камера; 15, 16 - ресивер; 17 - кран

Рисунок 4.8 – Пневматична система машин сімейства легких гусеничних транспортерів-тягачів

4.2.2 Приводи багатофункціонального призначення транспортера-тягача МТ-С

Конструктивно існують типи механізмів передач і повороту, які забезпечують можливість повороту машини з будь-яким радіусом на кожній передачі (від мінімального до нескінченності), так звані механізми повороту з безступінчастим радіусом повороту. Це досягається, в основному, застосуванням в трансмісіях регульованих об'ємних гідропередач.

Принципово тут можна здійснити безступінчастий поворот за двома схемами [1]:

- шляхом установки об'ємних гідромеханізмів для передач частини потужності тільки для зміни частоти обертання бортових передач;

- шляхом установки гідромеханізмів для передачі всієї потужності і регулювання в цілому швидкісного руху машини.

В останньому випадку потрібно застосування об'ємних гідромеханізмів великої потужності.

За першою схемою здійснений поворот транспортера-тягача МТ-С (рис. 4.9).

Головним елементом системи багатофункціональних приводів шасі є механізм передач і повороту. Він являє собою єдиний агрегат, що з узгоджувального редуктора гідротрансформатора 4 з фрикціоном блокування, планетарної коробки передач 3 з реверсивним механізмом вихідного редуктора 11, підсумованих планетарних рядів 2 і 6, об'ємного гідромеханізму повороту 12 з приводом 10 на підсумовані планетарні ряди.

МПП прифланцован до двигуна 9, від якого здійснюється також привід до насоса об'ємного гідромеханізму повороту через редуктор 8.

Від МПП потужність передається через бортові редуктори 1 і 7 до ведучих коліс, через редуктор 5, якій узгоджує потоки, і редуктор відбору потужності 15 до механізмів монтируемого на шасі обладнання, через редуктор 8 до компресора 17, а через редуктор 13 до стартеру-генератора 14.

Безпосередньо в коробці передач передбачений привід до насосів 18, які нагнітають та відкочують мастило, гідравлічної системи, а в редукторі 13 стартера-генератора - до відкачувати насосу 16.

У двигуна немає маховика або іншого демпфуючого механізму. Тому для запобігання деталей узгоджувального редуктора і приводів

до механізму повороту, стартеру-генератору, насосів гідросистеми і компресора від динамічних навантажень, що виникають внаслідок нерівномірності обертання колінчастого вала двигуна, передача крутного моменту від двигуна на провідний вал планетарної коробки передач здійснюється через торсійний вал 19.

В планетарній коробці передач є п'ять планетарних рядів $P_1 - P_5$, які забезпечують чотири передачі переднього ходу, одну заднього ходу, нейтральне положення і реверсування.

Управління рядами здійснюється за допомогою чотирьох гальмівних фрикціонів управління $T_1 - T_4$ і двох блокувальних фрикціонів управління Φ_1 і Φ_2 , що включаються гідравлічною системою управління в необхідному поєднанні. При цьому зміна передавальних чисел і крутного моменту здійснюється в трьох планетарних рядах $P_1 - P_3$, кожен з яких складається з сонячної та епіциклічних шестерень і трьох сателітів. Водило для всіх цих рядів загальне і має жорсткий механічний зв'язок з шестернею вихідного редуктора.

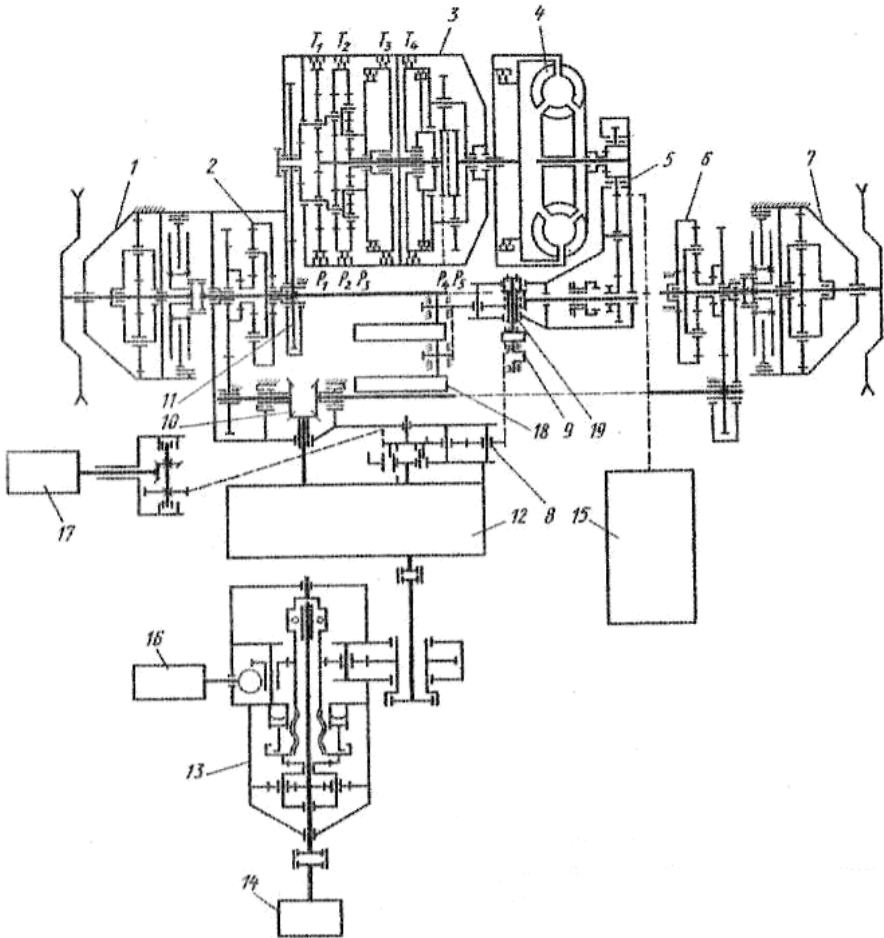
У рядів P_2 і P_3 епіциклічна шестерня загальна. Сонячна шестерня планетарного ряду P_3 жорстко пов'язана з маточиною фрикціона T_3 , може блокуватися фрикціоном Φ_1 з водилом планетарних рядів $P_1 - P_3$ або з корпусом коробки при включенні гальма T_3 .

Планетарні ряди P_4 і P_5 забезпечують разом з фрикціонами T_4 і Φ_2 реверсування. Вони не мають епіциклічних шестерень і жорстко пов'язані спільним водилом з маточиною фрикціона T_4 .

Усі фрикціони трансмісії працюють в маслі.

Принциповою особливістю трансмісії є наявність об'ємного гідромеханізму повороту, що забезпечує безступінчастий радіус повороту машини на будь-якій передачі. Це досягається передачею потужності на підсумовані планетарні ряди 2 і 6 двома потоками.

Один потік потужності від планетарної коробки передач 3 через вихідний редуктор 11 підводиться до епіциклічних шестерням підсумкових рядів, а другий від мотора об'ємного гідромеханізму повороту 12 через привід 10 до їх сонячних шестерень.



1, 7 - бортовий редуктор; 2, 6 - планетарний ряд; 3 - планетарна коробка передач;
 4 - гідротрансформатор; 5 - редуктор, що погоджує; 8 - редуктор;
 9 - двигун; 10 - привід; 12 - гідромеханізм повороту; 13 - редуктор;
 14 - стартер-генератор; 15 - редуктор відбору потужності; 16, 18 - насос, що
 відкачує; 17 - компресор; 19 - торсіонний вал

Рисунок 4.9 – Схема приводів багатofункціонального призначення шасі MT-C

При цьому напрямок обертання сонячних шестерень лівого і правого підсумованих рядів - протилежне, що призводить до уповільнення обертання ведучого колеса з одного борту і прискоренню - з іншого.

В результаті, шляхом плавної зміни частоти обертання вихідного вала гідромотора може бути здійснений поворот з необхідним радіусом в ту або іншу сторону як при русі вперед, так і на задньому ході машини.

Застосування об'ємного гідроприводу в механізмі повороту істотно ускладнює конструкцію трансмісії. Однак середні швидкості руху машин по звивистих дорогах різко підвищуються навіть при невеликій питомій потужності. Крім того, управління машиною значно спрощується.

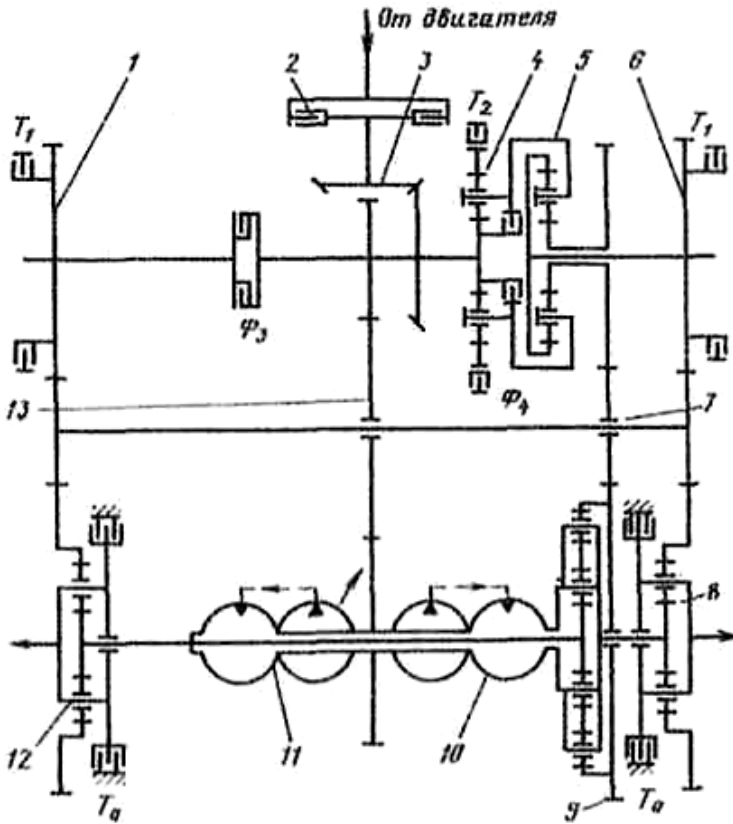
За другою схемою виконана трансмісія (рис. 4.10), в якій використані регульовані насоси і нерегульовані гідромотори, розташовані в одному блоці. Особливістю схеми є те, що обидві об'ємні гідропередачі використовують для зміни передавальних відносин на ведених валах МПП як при прямолінійному русі, так і при повороті машини.

Крутний момент від двигуна через головний фрикціон 2 і вхідну кінчну передачу 3 передається до планетарної передачі 4 і через зубчастий ряд 13 до насосів 10 і 11 об'ємної гідропередачі. Крутний момент від гідромоторів об'ємної гідропередачі може передаватися до сонячних шестерень підсумкових диференціальних механізмів 8 і 12, а також через диференціальний механізм 9 і передачу 7 до сонячної шестірні диференціального ряду 5. Епіцикл цього ряду через зубчасті ряди 1 і 6 з'єднаний одночасно з епіциклами підсумкових диференціальних механізмів 5 і 12. Водило планетарного ряду 5 пов'язане з водилом планетарної передачі 4, яка виконує функції двоступеневої передачі при відповідному включенні керованих фрикційних елементів T_2 і Φ_4 .

МПП забезпечує отримання чотирьох діапазонів прямолінійного руху шляхом включення тільки одного керованого фрикційного елемента: T_1 , T_2 , Φ_3 або Φ_4 .

Перший діапазон (включено фрикційне гальмо T_1) - повнопотоковий. Епіцикли підсумкових диференціальних механізмів 8 і 12 та епіцикл диференціального ряду 5 зупинені, вся потужність від двигуна передається через обидві об'ємні гідропередачі до ведених

валів МПП. При цьому шляхом реверсування об'ємної гідропередачі може бути отримана передача прямого і заднього ходу.



1, 6 - зубчатий ряд; 2 - головний фрикціон; 3 - конічна передача;
4 - планетарна передача; 5 - диференціальний ряд; 7 - передача;
8, 9, 12 - диференціальний механізм; 10, 11 - насос; 13 - зубчатий ряд
Рисунок 4.10 – Схема трансмісії, що складається з об'ємної гідропередачі та механічної передачі

На другому і четвертому діапазонах (включені відповідно елементи T_2 або Φ_4) потужність від двигуна підводиться через планетарну передачу 4 до водила диференційного ряду 5, а також через обидві об'ємні гідропередачі та диференційний механізм 9 на

сонячні шестерні відповідних планетарних рядів 5 і механізмів 8 і 12. При зменшенні частоти обертання гідромоторів частота обертання епіциклів цих механізмів збільшується, а частота обертання сонячних шестерень диференційних механізмів 8 і 12 зменшується, але в меншому ступені. Відбувається збільшення частоти обертання ведених валів МПП.

На третьому діапазоні (включений фрикційний елемент Φ_3) потужність передається через зубчасті ряди 6 і 1, а також через обидві об'ємні гідропередачі до підсумкових диференційних механізмів 8 і 12. При цьому зі збільшенням частоти обертання передачі збільшуються частоти обертання сонячних шестерень механізмів 8, 12 і ведених валів МПП.

Кінематика механізму передач і повороту виконана так, що при певних співвідношеннях частот обертання двигуна і гідромоторів при їх регулюванні на першому діапазоні епіцикл планетарної передачі 4 практично зупиняється, а на другому і третьому діапазонах у фрикційних елементах Φ_3 і Φ_4 обертові деталі мають майже однакові частоти обертання. Це значно зменшує роботу буксування фрикційних елементів при перемиканні.

Поворот машини здійснюється шляхом зміни частоти обертання гідромоторів на однакову величину, але з протилежними знаками. Такий механізм забезпечує поворот машин при незмінній швидкості руху центру мас.

Дана трансмісія здатна передавати потужність і в зворотному напрямку, тобто від ведучих коліс до двигуна, що забезпечує можливість гальмування машини не тільки зупинковими гальмами T_0 , але і двигуном. Це зберігає керованість при буксуванні машини з непрацюючим двигуном. Головний фрикціон 2 в трансмісії використовують тільки для відключення її від двигуна при підготовці машини до руху в холодний час.

Трансмісії і МПП із застосуванням другої схеми об'ємної гідропередачі більш прості за конструкцією, оскільки використання регульованих об'ємних гідромеханізмів в основному потоці потужності дозволяє зменшити число передач і спростити систему управління рухом. Однак у цьому випадку потрібно більш ефективна система охолодження трансмісії, так як ККД об'ємних гідропередач не перевищує 0,8-0,82.

5 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5

ГІДРООБ'ЄМНІ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ

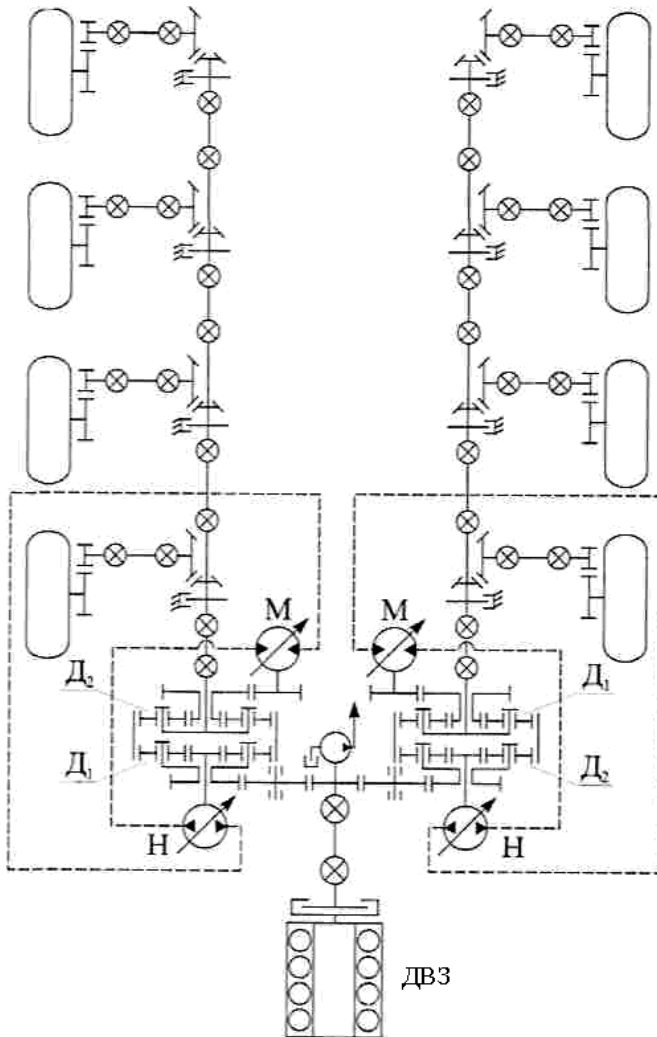
Загальні положення

Гідрооб'ємні трансмісії (ГОТ) підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) з диференціалами на вході і виході, де менша частина потоку потужності (20...50%) передається гідравлічним шляхом, а інша частина (зазвичай велика) - механічним шляхом [4].

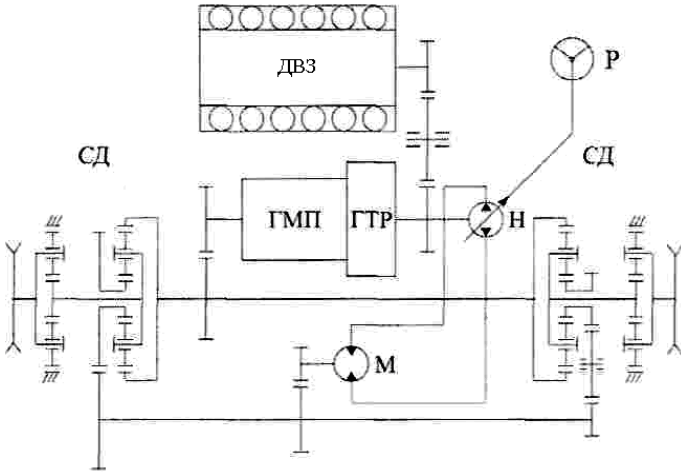
Одним з головних переваг повнопотокової гідрооб'ємної трансмісії є можливість підведення регульованого (по будь-якому закону) потоку потужності індивідуально до кожного колеса або елементу рушія незалежно від його відстані від живильної установки і положення в просторі.

У ГОМТ гідравлічна частина приводу виконує функції регулятора частоти обертання і моменту на вихідному валу при постійній потужності, підведеної до ведучого валу ГОМТ. Загальний ККД ГОМТ більше спільного ККД повно потокової гідрооб'ємної трансмісії і досягає величини 0,9-0,93. Однак ГОМТ має конструктивне виконання у вигляді єдиного агрегату із загальним корпусом і з загальним вихідним валом, тобто може здійснювати тільки груповий привід коліс автомобіля високої прохідності за існуючими схемами приводу механічних трансмісій (рис. 5.1) і може розглядатися як заміна ступінчастих ККД.

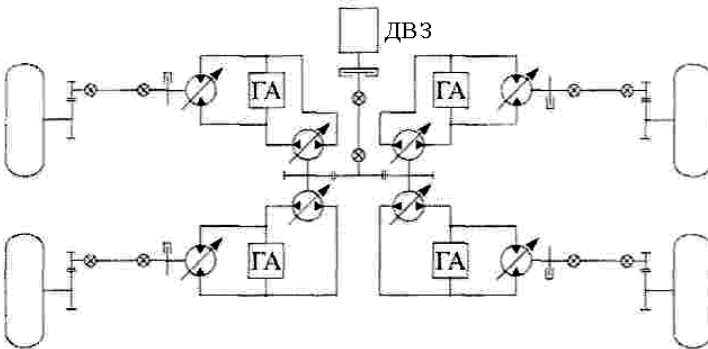
Особливо ефективне застосування ГОМТ на гусеничних машинах в якості гідрооб'ємного механізму повороту (рис. 5.2), де вона забезпечує легкість управління і безступінчастість повороту при мінімальних втратах циркулюючої між бортами потужності, про що свідчить її застосування практично на всіх сучасних танках, таких як «Леопард», М1А «Абрамс», «Леклерк», «Чифтен», «Меркава», а також на вітчизняних швидкохідних гусеничних машинах сімейств «219Р», «569», «688».



ДВЗ - двигун внутрішнього згорання; Н - симетрично регульований, реверсивний та зворотній насос; М - регульований гідромотор; D_1 - розподільний диференціал; D_2 - сумарний диференціал
Рисунок 5.1 – Гідродинамічна схема двопотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії для повнопривідного автомобіля з бортовим приводом



ДВЗ - двигун внутрішнього згорання; ГТР - гідротрансформатор;
 ГМП - гідромеханічна передача; СД - сумарний диференціал;
 Н - симетрично регульований, реверсивний та зворотний насос;
 М - нерегульований гідромотор; Р - рульове керування
 Рисунок 5.2 – Гідрокінематична схема гідрооб'ємного механізму повороту
 гусеничної машини «569», «688»



ГА - система гідроавтоматики
 Рисунок 5.3 – ГОТ автомобіля високої прохідності з індивідуальним
 приводом (трансією) на кожне колесо

ГОМТ володіє значно меншим, ніж ГОТ силовим діапазоном регулювання (не більше 4,5), відсутністю симетричного реверсу, наявністю циркуляції потужності на ряді режимів, труднощами автоматизації управління по заданому закону.

Різноманіття гідрокінематичних схем ГОТ трохи поступається варіантам схем механічних трансмісій повнопривідних автомобілів. Пояснюється це тим, що схема з'єднання насосів і гідромоторів визначається, в першу чергу, призначенням транспортної машини, способом її управління (бортова система повороту, диференційний зв'язок між керованими колесами, секційний блокований привід та ін.), необхідним силовим діапазоном регулювання трансмісії, а також розрахунковими параметрами гідромашин і номенклатурою гідроагрегатів, що знаходяться в розпорядженні розробника.

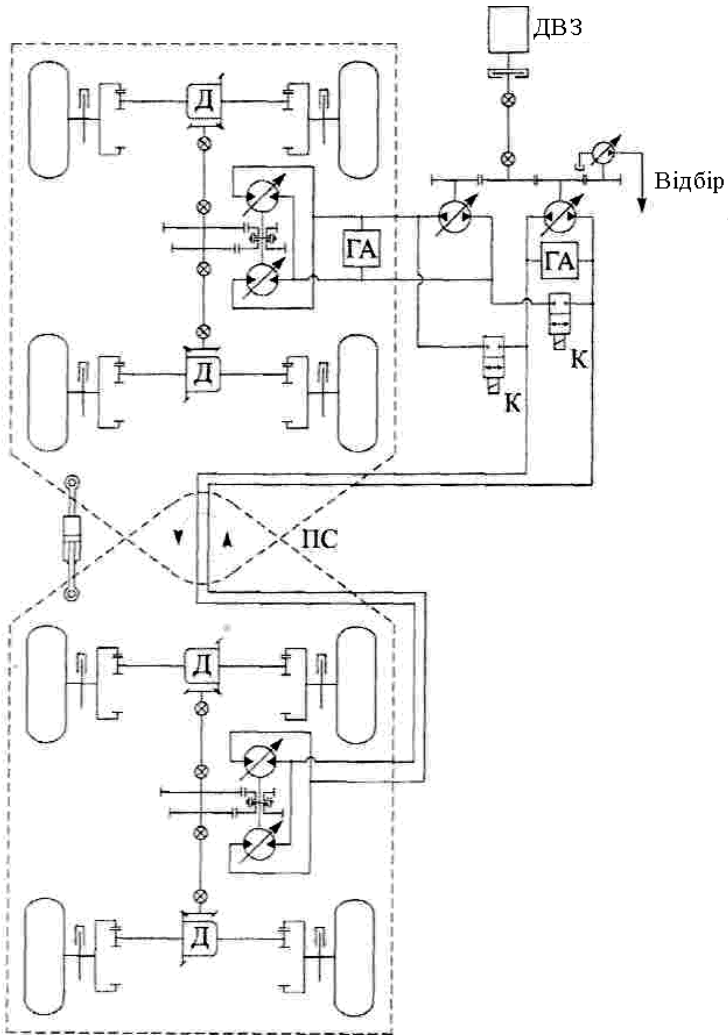
Розрізняють такі схеми ГОТ:

- привід кожного з коліс утворений індивідуальним контуром «насос-гідромотор»;
- з індивідуальними бортовими контурами і підведенням потужності до коліс, об'єднаним бортовим механічним блокувальним зв'язком.

5.1 Привід кожного з коліс утворений індивідуальним контуром «насос-гідромотор» (рис. 5.3, 5.4)

Привід ГОТ має істотну перевагу, яка полягає у тому, що передавальне число приводу від двигуна до колеса може примусово безступінчасто змінюватися (регулюватися). За рахунок цього автоматичною системою управління ГОТ здійснюється регулювання крутних моментів по колесах за бажаним законом з урахуванням поточних характеристик контакту «колесо-грунт» під кожним з коліс.

Шляхом установки клапанів між відповідними магістралями гідроконттури можуть закільцьовуватися в єдину гідросистему, утворюючи гідродиференційний привід. Однак кількість насосів і контурів управління, яка дорівнює кількості ведучих коліс, відносно ускладнює схему, конструктивно важко здійснимо і тому, для застосування на автомобілях з числом ведучих коліс більше чотирьох недоцільно.



Д - механічний диференціал підвищеного тертя; К - клапан кільцювання; ГА - система гідроавтоматики; ПС - шарнірно-поворотне з'єднання з 3-ма ступенями свободи

Рисунок 5.4 – ГОТ зчленованого автомобіля НАМІ-0352 8х8 з візковою схемою привода

Прикладом ГОТ з індивідуальним приводом є схема зчленованої машини НАМИ-0352 8х8, зображена на рис. 5.4, де гідрооб'ємний привід поєднується з механічним.

За цією схемою всі колеса одного візка (зазвичай 4) мають загальний привід від своєї ГОТ. Зв'язок між осями всередині візку - механічна блокована (в ряді ймовірності повного вивішування однієї з осей). Міжвізковий зв'язок - гідравлічна блокована (роздільний привід обслуговуючих візки насосів) або диференційна (контури обох насосів об'єднуються в загальну гідросистему за допомогою клапанів кільцювання «К»). Міжколісний зв'язок - через механічні диференціали підвищеного тертя «Д».

Гідравлічний зв'язок насоса ГОТ задньої секції з задніми гідромоторами - через шарнірно-поворотне з'єднання (з трьома ступенями свободи) «ПС» з торцевими гідравлічними ущільненнями каналів підведеної до них магістралі.

Розглянута схема не передбачає роздільного підведення потужності й крутного моменту до кожного окремого колеса з індивідуальним «гнучким» їх регулюванням за оптимальними законами.

Гідродиференційний привід всіх коліс кращий для багатовісних повнопривідних автомобілів, призначених для руху по підготовлених трасах, (наприклад, для великовантажних багатоколісних повнопривідних шасі, призначених для монтажу спеціальних установок). Але такий привід малопридатний для автомобілів, призначених для руху по бездоріжжю.

Як приклад практичної реалізації цієї схеми на рис. 5.5 наведена схема ГОТ багатоколісного шасі з колісною формулою 16х16 МЗКТ-79221 з усіма поворотними колесами.

Прагнення подолати недоліки, властиві повністю гідродиференційному приводу коліс, призвело, як і в механічних трансмісіях, до створення комбінованих схем ГОТ. У цьому випадку всі колеса повнопривідного автомобіля розбиваються на групи, в межах якої зв'язки між колесами гідродиференційні, а зв'язок між групами еквівалентна аналогу механічної блокованої зв'язку, оскільки кожна група коліс приводиться від окремого насоса, що не має гідравлічного зв'язку з гідроконтурними іншими групами коліс. З точки зору підвищення надійності руху автомобіля по місцевості, бажано мати не менше трьох груп коліс. Тому, така схема бажана для автомобілів з великим числом осей (більше п'яти).

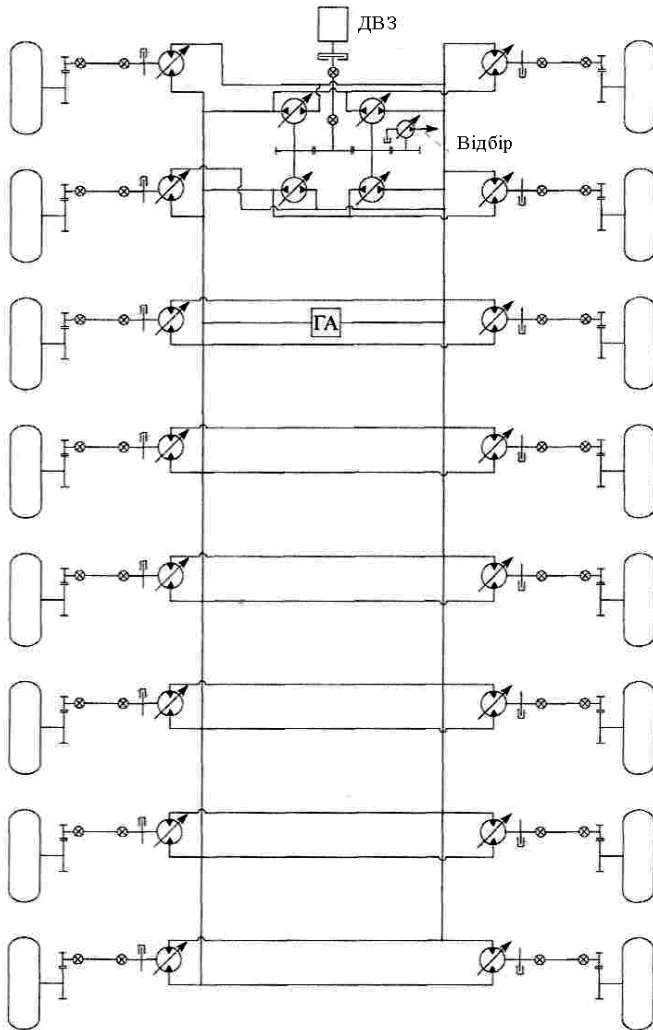


Рисунок 5.5 – ГОТ багатоколісного шасі (16x16) МЗКТ-79221

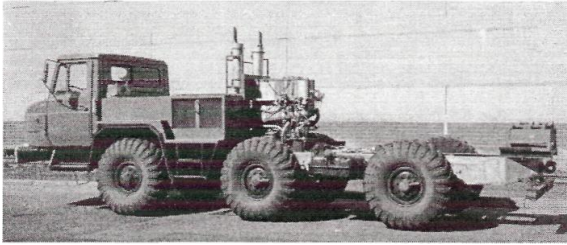


Рисунок 5.6 – Загальний від шасі автомобіля «Гідрохід - 49061»

Для автомобілів з колісною формулою 6x6, 8x8, 10x10 авторами була розроблена комбінована схема ГОТ, коли в групу об'єднані два колеса однієї умовної осі, що утворюють з насосом своєрідний гідромодуль (рис. 5.7).

Трансмісія автомобілів з такою гідрокінематичною схемою ГОТ являє собою сукупність однотипних Гідромодуль, що полегшує комплектування і налагодження ГОТ, і, що найголовніше, дозволяє підвищити надійність руху по ґрунтах з низькою несучою здатністю.

У цьому варіанті трансмісії число насосів вдвічі менше числа провідних коліс, що конструктивно раціонально. Регулювання розподілу крутних моментів по мостах здійснюється за рахунок різниці передавальних чисел гідроконтурів. У цьому випадку відбувається перерозподіл потужності між мостами при збереженні сумарної потужності, що підводиться від двигуна.

При русі по дорогах з твердим покриттям всі модулі гідрооб'ємної трансмісії можуть закріплюватися в єдину гідросистему. В цьому випадку утворюється повна гідродиференційний зв'язок між усіма провідними колесами, що виключає циркуляцію потужності без прийняття будь-яких додаткових заходів з боку автоматичної системи управління ГОТ.

Як приклад практичної реалізації цієї схеми на рис. 5.8 зображена схема ГОТ автомобіля високої прохідності «Гідрохід-49061». Іншим прикладом ГОТ з модульним принципом побудови є схема зчленованої машини 12x12, зображена на рис. 5.9.

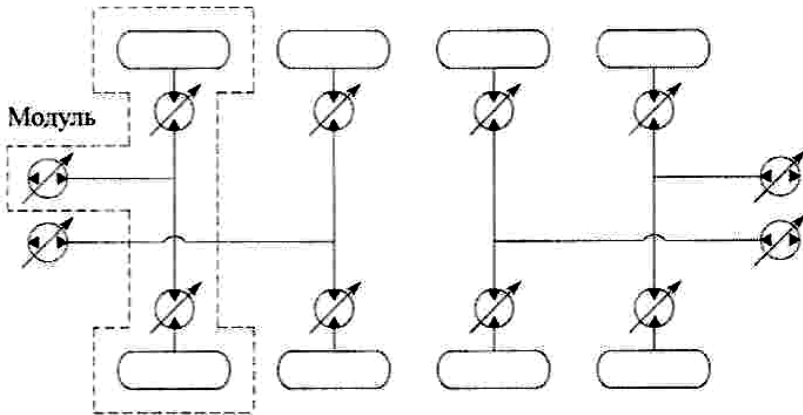


Рисунок 5.7 – Модульний принцип будови ГОТ

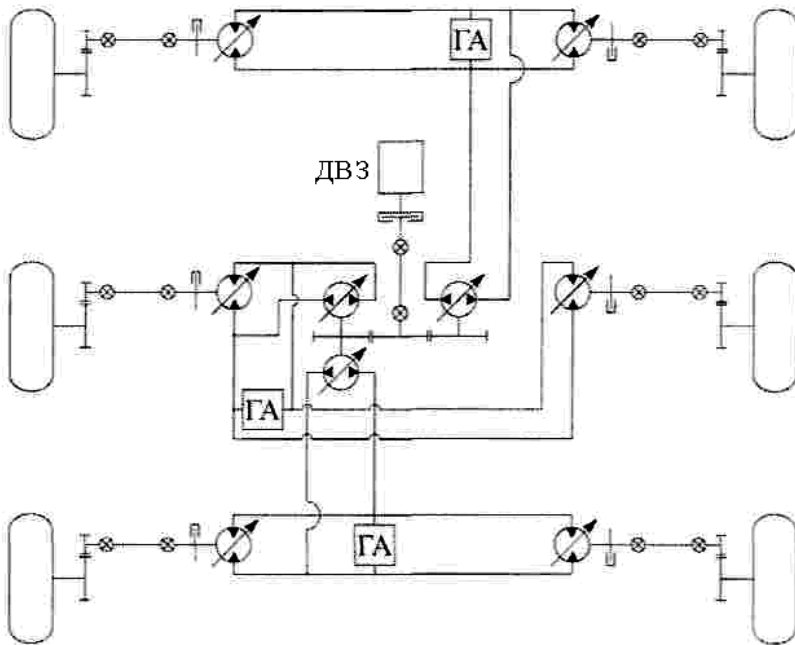
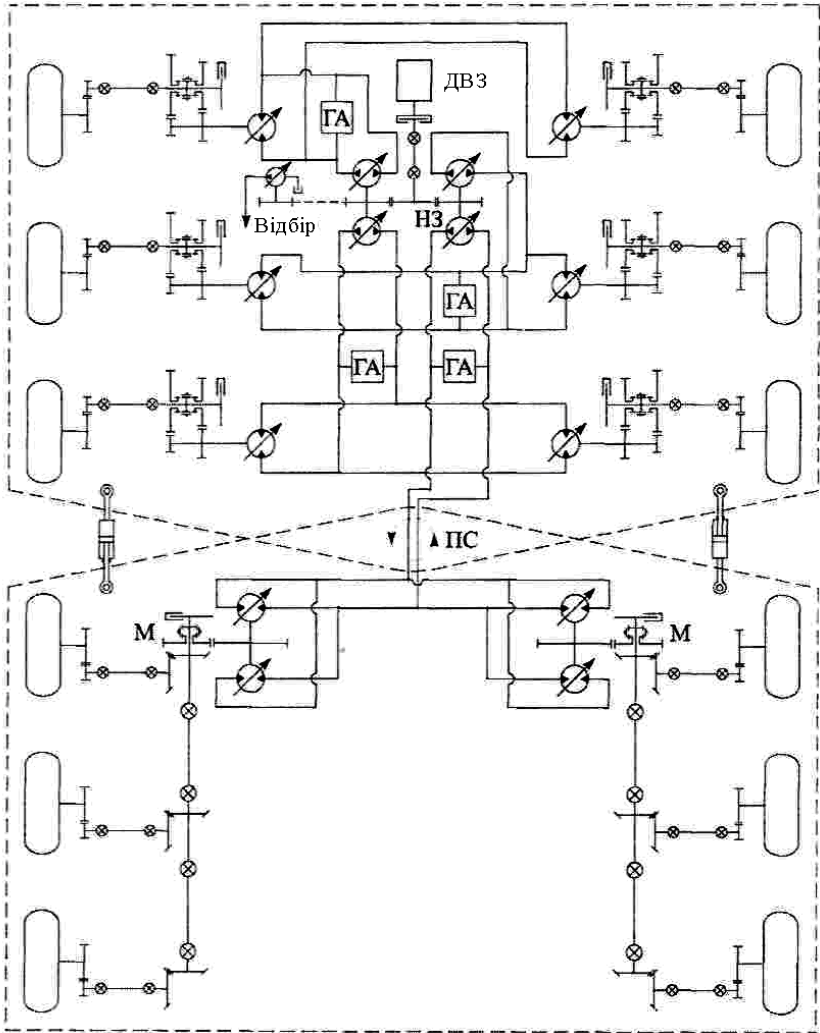


Рисунок 5.8 – Трьохмодульна схема ГОТ автомобіля «Гідрохід-49061»



М - муфта редукторів гідромоторів;

НЗ - обслуговуючий насос муфт;

ПС - гідравлічний шарнір

Рисунок 5.9 – ГОТ сполученого автомобіля (або автомобіля з напівприцепом)
з активним приводом усіх коліс

Представлена схема показує передачу потужності на провідні колеса задньої секції зчленованого автомобіля або активного напівпричепа гідравлічним шляхом.

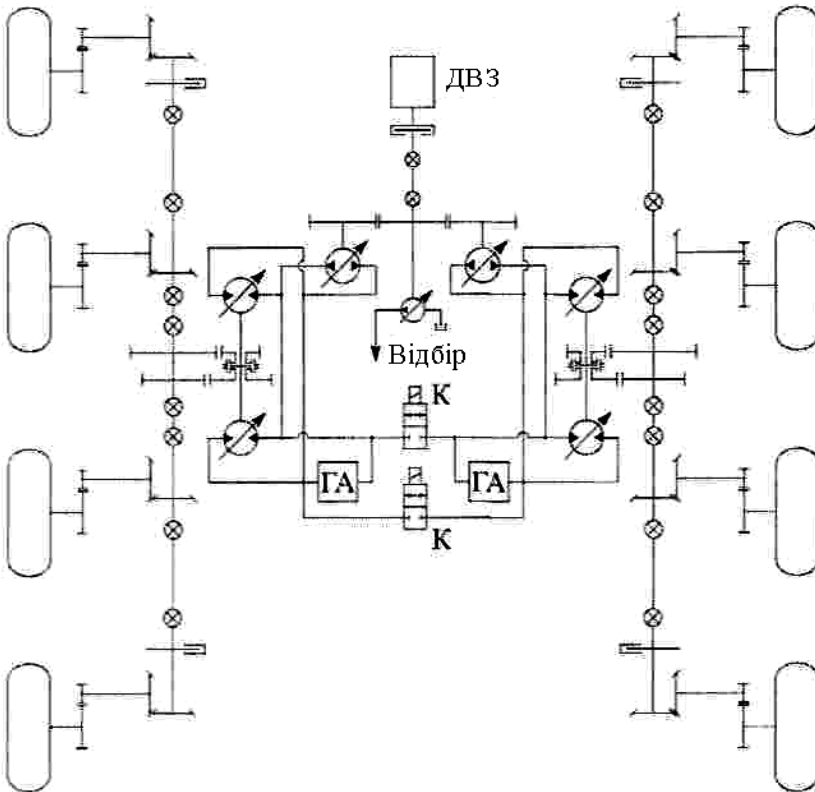
На насосній станції є окремий один або два регульований реверсивний і оборотний насос зі своєю системою гідроавтоматики «ГА», який обслуговує тягові регульовані гідромотори задньої секції (напівпричепа) через шарнірно-зворотне з'єднання «ПС» (з трьома ступенями свободи), що одночасно виконує роль тягово-зчіпного пристрою. Так як за своєю конструкцією (карданний шарнір з торцевими гідравлічними ущільненнями в цапфах його хрестовини) дане поворотне з'єднання може пропустити через себе тільки два магістральних канали високого тиску. Гідромотори задніх коліс можуть бути з'єднані між собою тільки паралельно, з гідродиференційним зв'язком. У цьому випадку доцільно механічно об'єднати колеса кожного борту в блокований привід, що приводиться в обертання одним або двома гідромоторами. Тоді міжбортний зв'язок ведучих коліс буде регульованим гідродиференційним, з максимальним коефіцієнтом блокування 4,85. На тягачі (передній секції) зберігається індивідуальне гнучко-регульоване підведення потужності й крутного моменту до кожного ведучого колеса (до пари коліс однієї умовної осі) з оптимальним керуванням.

5.2 Схема ГОТ з індивідуальними бортовими контурами і підведенням потужності до коліс, об'єднаним бортовим механічним блокуванням зв'язком

Застосування схеми ГОТ з індивідуальними бортовими гідроконтурами особливо ефективно на автомобілях з бортовим способом повороту, де ГОТ одночасно грає роль безступінчастої трансмісії і безступінчастого механізму повороту, що має безліч жорстко фіксованих радіусів повороту (аж до розвороту на місці навколо центру ваги), що підвищує маневреність автомобіля. При керованих колесах така схема ГОТ також ефективна, оскільки за рахунок перерозподілу сил тяги по бортах можна підвищити прохідність автомобіля і, крім того, надати йому властивості як надлишкової, так і недостатньої обертальності. Шляхом установки клапанів між відповідними магістралями гідроконтури можуть закріплюватися в єдину гідросистему, утворюючи бортовий гідродиференційний привід.

Ця схема ГОТ може бути рекомендована до застосування на маневрених автомобілях високої прохідності, що працюють в екстремальних дорожніх умовах (наприклад, бронетранспортерах), де не зважають увагу на міжколісну циркуляцію потужності, де потрібна висока надійність приводу в цілому при можливих ушкодженнях окремих коліс і де питання економії не стоять на першому місці.

Як приклад практичної реалізації цієї схеми на рис. 5.10 приведена схема ГОТ транспортної машини «5923» (8х8).



ГА - система гідроавтоматики; К - клапан кільцювання

Рисунок 5.10 – ГОТ з роздільним бортовим підводом потужності транспортної машини «5923» з поворотними колесами

При прямолінійному русі автомобіля з даним варіантом трансмісії по бездоріжжю обидві бортові ГОТ повинні регулюватися (змінювати передавальні відносини) синхронно за допомогою бортової ЕОМ, що одночасно перешкоджає міжбортівій циркуляції потужності.

При повороті автомобіля відбувається задана жорстка неузгодженість передавальних відносин бортових ГОТ відповідно до кутів повороту керованих коліс, що забезпечує строго фіксовані радіуси повороту. При русі на зазначених режимах забезпечується повністю блокований привід всіх коліс, чим досягається максимальна прохідність даного автомобіля на слабких ґрунтах. Для підвищення його маневреності можливий бортовий поворот з будь-яким заданим радіусом аж до розвороту на місці навколо центра ваги (взаємне реверсування бортових ГОТ).

При русі по дорогах з твердим покриттям обидві бортові ГОТ гідравлічно об'єднуються в загальну гідросистему за допомогою клапанів кільцювання «К», що виключає міжбортіву циркуляцію потужності. Поворот автомобіля здійснюється тільки за допомогою керованих коліс при диференційному зв'язку між бортами. При цьому міжколісна циркуляція потужності кожного борту не виключається.

На автомобілях з неповоротними колесами (з бортовим поворотом) і на гусеничних машинах силовий привід, виконаний за даною схемою, одночасно грає роль безступінчастої трансмісії і безступінчастого механізму повороту. У цьому випадку необхідна жорстка ув'язка управління зміною робочих об'ємів бортових насосів і робочих об'ємів, пов'язаних з ними бортових гідромоторів з тим, щоб передавальне відношення кожного бортового приводу при прямолінійному русі було строго однаковим, залежним тільки від навантаження, переданої потужності, швидкості та ін. Для забезпечення фіксованих радіусів повороту ставлення передавальних чисел бортових гідроконтурів має відповідати відхиленню керуючого органу незалежно від швидкості руху.

Завдання

Відповідно до приведених схем гідрооб'ємних трансмісій ГОТ та систем керування шасі (рис. 5.1-5.5, 5.7-5.10), які застосовуються на автомобілях високої прохідності:

- ознайомитись із загальною компоновкою типових елементів, що входять до складу всіх приведених трансмісій і їх взаємним розташуванням;

- розглянути на всіх приведених схемах порядок передачі крутного моменту від двигуна на ведучі колеса і способи зміни його по величині та напрямку.

В робочих зошитах по кожній схемі, розглянутої гідрооб'ємної трансмісії у відповідності з варіантом (табл. 5.1) письмово:

- схематично показати силові потоки від двигуна до ведучих коліс, визначити при цьому їх взаємозв'язок;

- викласти послідовність передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс з перерахуванням тих елементів трансмісії, які безпосередньо при цьому беруть участь.

Таблиця 5.1 – Схеми трансмісій, щодо виконання завдання

№ рис.	Варіант										
	1, 12	2, 13	3, 14	4, 15	5, 16	6, 17	7, 18	8, 19	9, 20	10, 21	11, 22
5.1	x				x			x			x
5.2		x				x			x		
5.3			x		x		x				
5.4	x			x			x			x	
5.5		x		x		x			x		
5.7			x				x	x		x	
5.8	x										x
5.9		x			x			x		x	
5.10			x	x		x			x		x

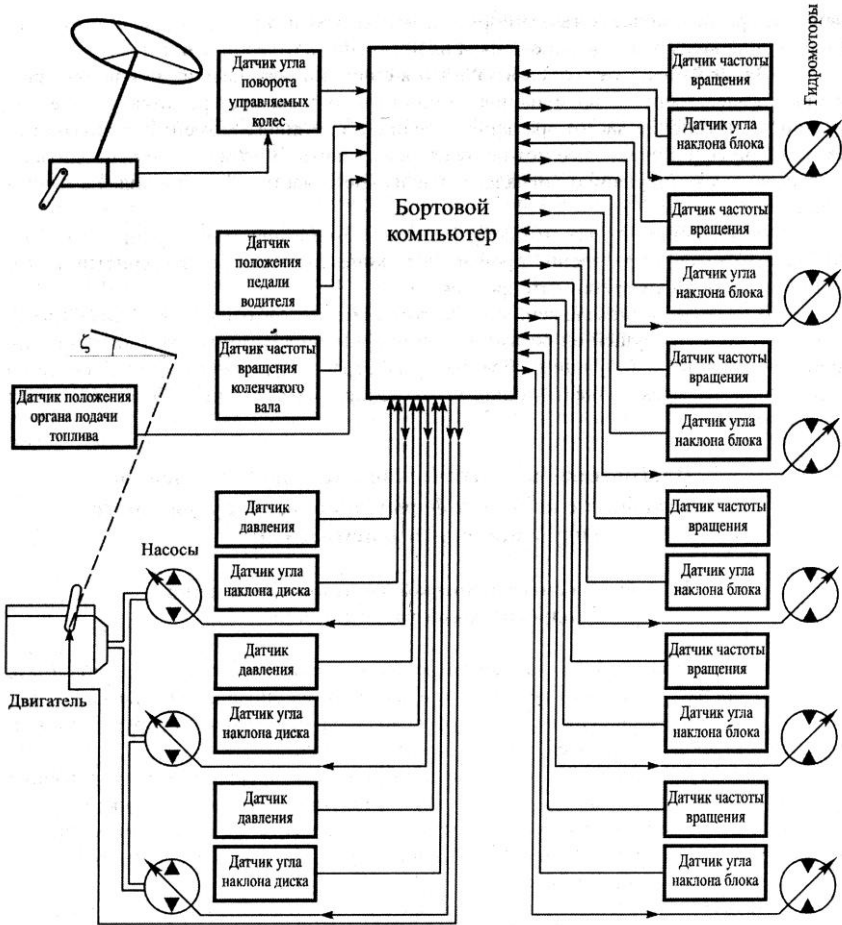
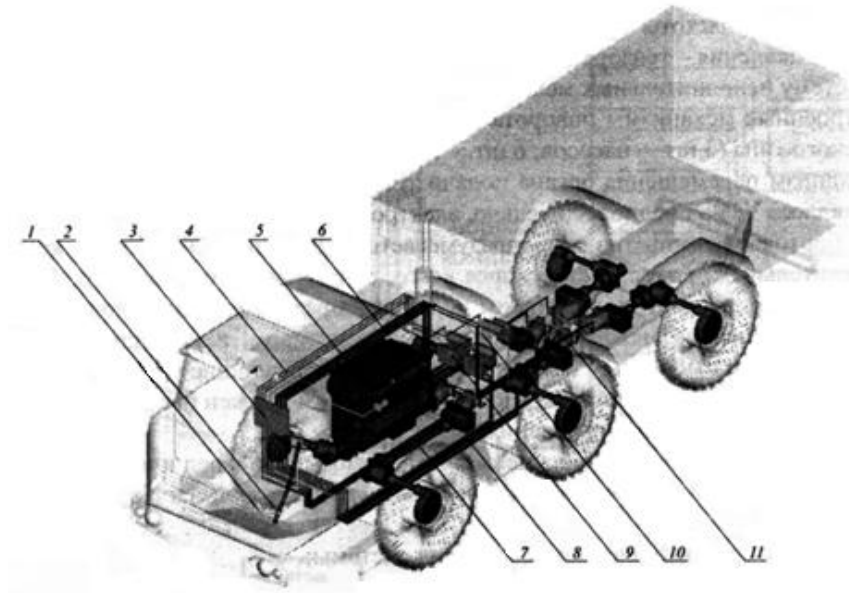


Рисунок 5.11 – Структурна схема системи керування гідрооб'ємною трансмісією, виконаною з трьох модулів, застосовано до автомобіля з колісною формулою 6х6



1 - датчик положення педалі керування подачею палива в двигуні; 2 - датчик кутового переміщення рульового колеса; 3 - бортовий комп'ютер автоматичної системи керування; 4 - канали керування насосами; 5 - сервопривід керування подачею палива в двигун; 6 - канали керування гідромоторами; 7 - канали збору інформації від датчиків частоти обертання гідромоторів; 8 - канали збору інформації від датчиків тиску насосів; 9 - насос; 10 - датчик частоти обертання редуктора насосної станції; 11 - гідромотор

Рисунок 5.12 – Розташування елементів автоматичної системи керування на шасі автомобіля «Гідропрхід-49061»

ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Платонов В.Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. - М.: Машиностроение, 1986.
2. Антонов А.С. Армейские автомобили. - М.: Воениздат, 1970.
3. Автомобильный каталог. Ч.1. Автомобили грузовые. - М.: НИИАТ, 1982.
4. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. Под. ред. С.Б. Шухмана - М.: Агробизнесцентр, 2007.

Допоміжна

1. Антонов А.С. Силловые передачи колесных и гусеничных машин. - М.: Машиностроение, 1975.
2. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. - М.: Машиностроение, 1986.
3. Кошарый Н.Ф. Техничко-експлуатаційні свойства автомобилей высокой проходимости. - К.: 1981.

Додаток А

Габаритні креслення автомобілів

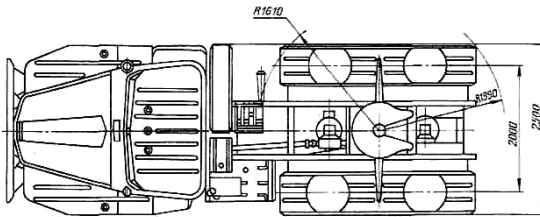
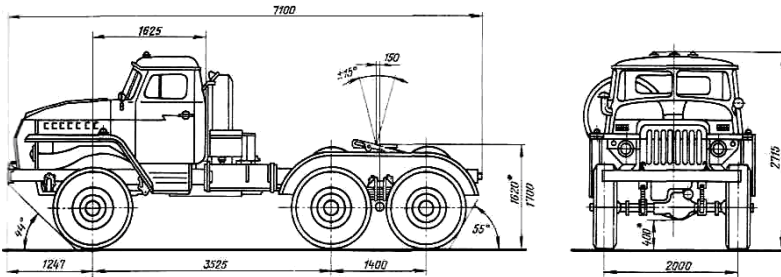


Рисунок А.1 – Сідельний тягач Урал-4420

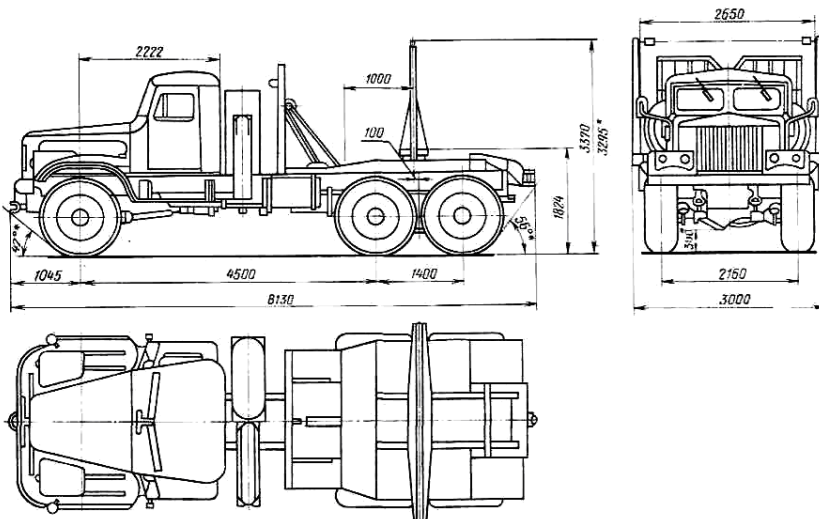


Рисунок А.2 – Автомобіль-тягач лісовоз КРАЗ-255Л1

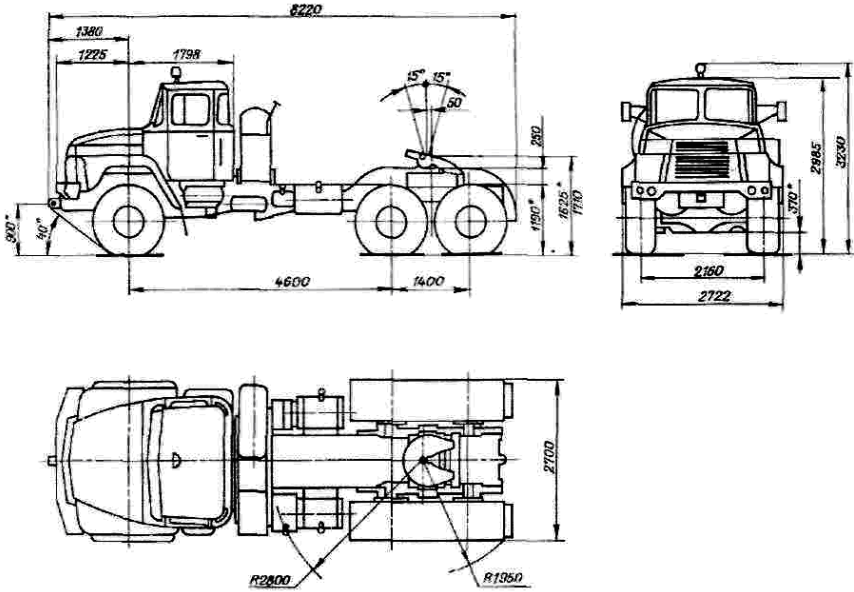
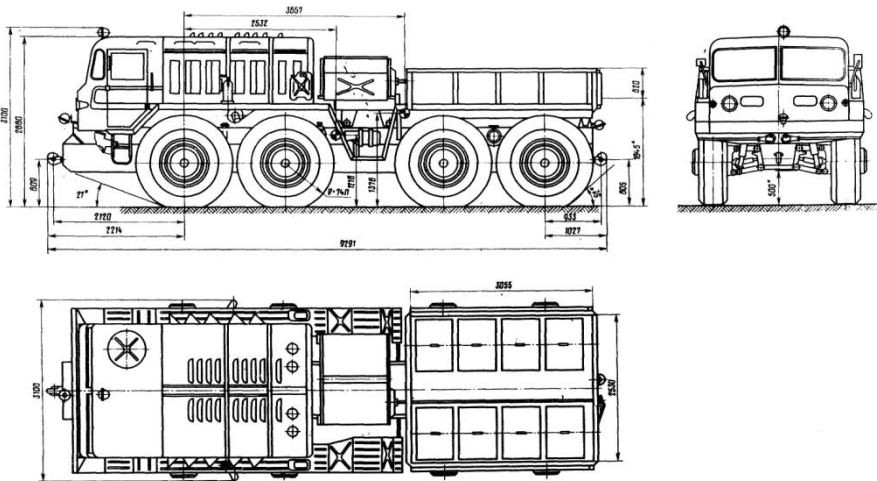


Рисунок А.3 – Сідельний тягач Краз-260В



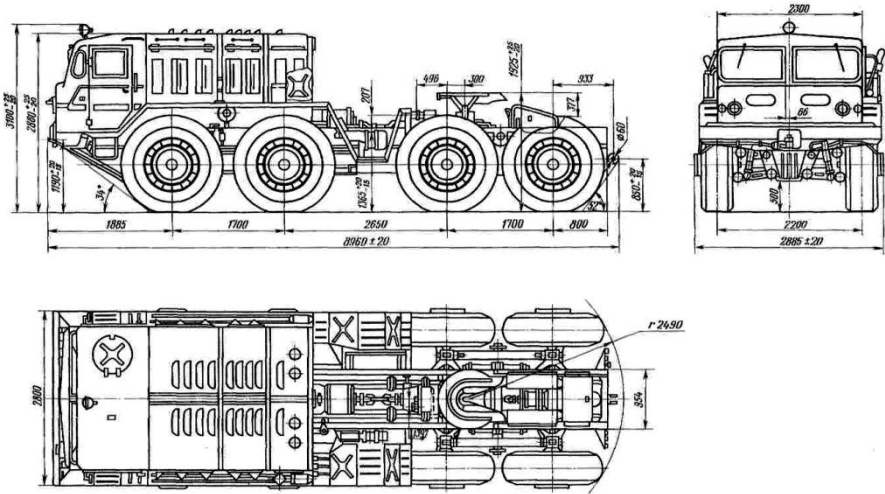


Рисунок А.5 – Сідельний тягач МАЗ-537

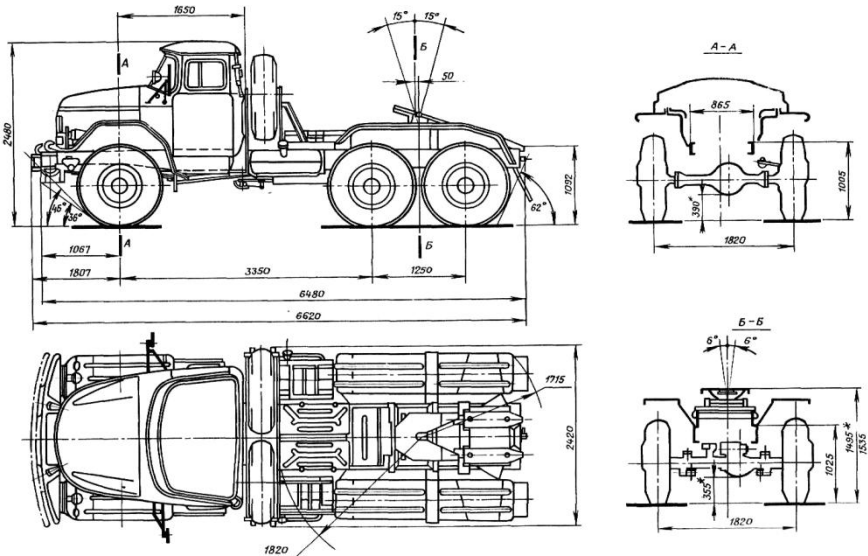


Рисунок А.6 – Сідельний тягач ЗІЛ-131В

Додаток Б

Зовнішній вигляд гусеничних машин



Рисунок Б.1 – ГТ-С (ГАЗ-47) - гусеничний транспортер-снігоболотоход



Рисунок Б.2 – АТ-Л - легкий артилерійський тягач.
Створено в 1947 році конструкторським бюро Харківського тракторного заводу.
Випускався до 1967 року в декількох модифікаціях



Рисунок Б.3 – ГТ-СМ (ГАЗ-71) - гусеничний транспортер-снігоболотоход модернізований. Випускався з 1968 по 1985 роки на Заволзькому заводі гусеничних тягачів (ЗЗГТ). Базою для створення ГТ-СМ послужив гусеничний транспортер ГТ-С (ГАЗ-47)



Рисунок Б.4 – ГТ-МУ (ГАЗ-73) - гусеничний снігоболотоходний транспортер-тягач малогабаритний



Рисунок Б.5 – Багатоцільовий тягач легкий броньований (МТ-ЛБ) з модулем озброєння "Штурм" (МТ-ЛБМШ)



Рисунок Б.6 – ГТ-Т (виріб 21) - гусеничний транспортер-тягач.
Створений в кінці 1950-х років



Рисунок Б.7 – Важкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-Т



Рисунок Б.8 – Гусеничний тягач АТС-59Г - артилерійський тягач середній, зразка 59 року



Рисунок Б.9 – Дволанкові гусеничні плаваючі транспортери ДТ-10П, ДТ-20П, ДТ-30П вантажопід'ємністю 10, 20 і 30 тон



Рисунок Б.10 – МТ-С – багатоцільовий транспортер-тягач середній



Рисунок Б.11 – МТ-ЛБУ – багатоцільовий тягач легкий броньований
з подовженим шасі (У)