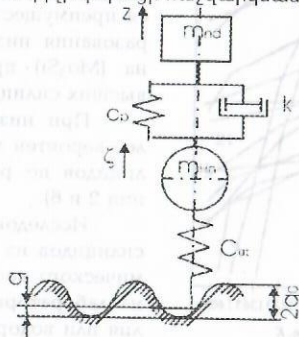


ԱԿՏՈՍՈՒԲԻԼԻ ԸՆԹԱՑՔԻ ՍԱՀՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Գ.Սուսայելյան, Դ.Անտոնյան

Հայտնի է, որ ավտոմոբիլի շարժման ընթացքում ճանապարհի հետ նրա փոխազդեցության հետևանքով առաջանում են դինամիկ բեռնվածքներ, որոնք ավտոմոբիլի կախոցի և դողի առաձգականության հաշվին առաջ անցնում են տատանողական շարժում: Այն պատճառ է դառնում փոխադրվող ուղևորի հոգնածության առաջացման կամ բեռի որակի անկման: Նման տեսանկյունից բննարկվող ավտոմոբիլի կառուցվածքի գնահատման համար կարևոր ցուցանիշ է նրա ընթացքի սահունությունը: Ավտոմոբիլի ընթացքի սահունության գնահատման պարամետրեր են նրա սեփական տատանումների հաճախությունը, ամպլիտուդը, արագացումն ու արագացման փոփոխությունը և այլն:

Ընթացքի սահունության գնահատման ժամանակ ավտոմոբիլը դիտվում է որպես տատանողական համակարգ՝ բաղկացած առաձգական (կախոցի c_p կոշտությամբ ճկուն տարր և c_w կոշտությամբ դող), k գործակցով դեմաֆերավորող տարրից (մեղմիչ) և ճանապարհային մակերևույթի q անհարթություններով պայմանավորված գրգռող բեռնվածքից: Ստորև ներկայացված է ավտոմոբիլի կախոցի հաշվարկման սխեման:

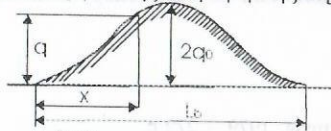


Ոկ.1

Նման տատանողական համակարգի համար ստացվում է հետևյալ հավասարումը՝

$$m_1 \ddot{\zeta} - k(\zeta - \xi) - c_p(\dot{\zeta} - \dot{\xi}) + c_w(\zeta - q) = 0, \text{ որտեղ } \ddot{\zeta} \text{ ճանապարհային անհարթությունները}$$

Ոկարագրող q մեծության փոփոխությունը մոդելավորվում է ստորև բերված սխեմայի տեսքով:



Ոկ.2

Նշված համակարգում զսպակավորված զանգվածների ստիպողական տատանումների ամպլիտուդի հաշվարկման ընթացքում ընդունվում է, որ զսպակավորված զանգվածների տատանումները չեն ազդում զսպակավորվածների վրա:

Տատանողական համակարգի վերաբերյալ ստացված արդյունքների վերլուծությունից հետևում է.

- հաստատված ստիպողական տատանումները տեղի են ունենում ստիպող ուժի հաճախությամբ, որը համապատասխանում է գծային տատանողական համակարգի ստիպողական տատանումների ընդհանուր օրենքին և ճիշտ է՝ անկախ պայմաններից,

- հաստատված ստիպողական տատանումների ամպլիտուդը կախված չէ ժամանակից և նախնական պայմաններից: Համակարգում ոչ առաձգական դիմադրությունների առկայության դեպքում հաստատված ստիպողական տատանումները, ինչպես և ազատ տատանումները, չեն մարում,

- հաստատված ստիպողական տատանումների համար, երբ առկա են ոչ առաձգական դիմադրություններ, բնութագրական են տեղափոխության փուլերի տեղաշարժ: Այսինքն զսպակավորված զանգվածների սինուսոիդային տեղափոխությունը խառնվում է ճանապարհի միկրոարոճիկի ուղղաձիգ օրդինատի փոփոխությանը:

Ավտոմոբիլի համար նշված տեսական վերլուծություններն իրականացվում են այն ենթադրությամբ, որ նրա զսպակավորված զանգվածների տեղաբաշխման ε_y գործակիցը հավասար է մեկի, որը հանգեցնում է համակարգի փոխարինմանը մեկ կախոցով (առջևի և հետևի կախոցները նույն պայմանում են գտնվում):

Առաջարկվում է ավտոմոբիլը, որպես տատանողական համակարգ, մոդելավորել հաշվարկման վերջավոր տարրերի մեթոդի օգնությամբ: Նշված գործընթացը իրականացվում է ANSYS ED 5.2 ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ:

Մշակված մոդելը պարունակում է c_1 կոշտություններով կախոցի ճկուն տարրեր, c_w կոշտությամբ դողեր, k դիմադրություններով մեղմիչներ, շրջանակ՝ բաղկացած տարածական ձողային էլեմենտի տեսքով վերջավոր տարրերից: Նշված մոդելում որպես արտաքին բեռնվածք կիրառվում են ավտոմոբիլի ծանրության ուժը:

Առաջարկվող մոդելում որպես համակարգի մուտքային պարամետրն համարվում են ճանապարհային անհարթություններով պայմանավորված անիվների ուղղահայաց ուղղությամբ տեղափոխությունները: Կատարվում է համակարգի տատանողական պրոցեսի մանրամասն վերլուծություն:

ԱԿՏՈՍՈՒԲԻԼԻ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ԴԵՖՈՐՄԱՑՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑՅԻ ՍՈՂԵԼԱՎՈՐՈՒՄԸ

Գ.Սուսայելյան, Ա.Հարությունյան

Հայտնի է, որ մարդատար ավտոմոբիլների արտադրության ընթացքում առաջարկվող թափքի գնահատումը, լավարկումը հիմնականում կատարվում էր նախորդ մոդելների շահագործման, ճանապարհատրանսպորտային պատահարների վերլուծման տվյալների և նրա համար կատարվող բազմաթիվ տիպային փորձարկումների արդյունքների միջոցով: Վերջինս կապված է մեծ ծախսերի հետ:

Պայմանավորված բարդ կառուցվածքով, դասական եղանակներով ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացի ուսումնասիրում գրեթե չի կատարվել: Տեսական հաշվարկներ հիմնականում իրականացվում էին թափքի առանձին բաղկացուցիչների համար: Ժամանակակից հաշվողական տեխնիկան և հաշվարկման թվային մեթոդների առկայությունը հնարավորություն են տալիս նաև ավտոմոբիլների, նրա ագրեգատների բարդ կառուցվածքների տեսական ուսումնասիրություններ կատարելու:

Սույն աշխատանքում Ոկարագրում է թեթև մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի լարվածա-դեֆորմացիոն վիճակի հետազոտման համար մշակված հաշվարկման մոդելը, որի մշակումը իրականացվել է հաշվարկման ժամանակակից թվային մեթոդի վերջավոր տարրերի մեթոդի, կիրառմամբ: Օգտագործվել է «ANSYS ED 5.2» ծրագրային փաթեթը:

Դեֆորմացման գործընթացի ուսումնասիրման համար մշակված ներկա մոդելում թափքը բերվում է տարածական ձողային համակարգի տեսքով, որտեղ ամրության և կոշտության տեսանկյունից նրա տարրերի համարժեք փոխարինում է կատարված:

Դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման համար մշակված մոդելը բաժանվում է տարածական ձողային էլեմենտի տեսքով վերջավոր տարրերի: Արտաքին բեռնվածքների փոփոխման լայն շրջակայք է դիտարկվում: Փոքր բեռնավորումների տակ ուսումնասիրություններ կատարելիս օգտագործվում է ձողային տիպի առաձգական դեֆորմացվող վերջավոր տարր «BEAM4», իսկ մեծ բեռնավորումների դեպքում «BEAM24», որտեղ հաշվի է առնվում պլաստիկ դեֆորմացման բաղկացուցիչը:

Հաշվարկման ծրագրային փաթեթում օգտագործվող վերոհիշյալ վերջավոր տարրերն ունեն կառուցվածքի տարրի ընդլայնական հատույթում ձգման (սեղմման), ոլորման և ծռման բեռնվածքների ազդեցությունները հաշվի առնելու հնարավորություն:

Հետազոտման ընթացքում դիտարկվում են մշակված մոդելի բեռնավորման բազմաթիվ սխեմաներ: Հնարավոր է դառնում նաև վերլուծել տարբեր ուղղության և մեծության բեռնավորումների պատճառով առաջացող ճակատային ու կողային հարվածները:

Իրականացվում է բնարկվող բափքի ամրության հնարավորում: Դիտարկվում են նրա վտանգավոր տեղամասերը: Արդյունքում առաջարկվում է ձեռնարկել նրա ամրությունը և կոչությունը մեծացնելու միջոցառումներ, որոնք բարձրացնում են փոխադրվող ուղևորների պասիվ անվտանգությունը:

АНАЛИЗ МИРОВОГО РЫНКА ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ МАШИН

С. Чибухчян, А. Григорян

В создании материально-технической базы значительная роль принадлежит подъемно-транспортному машиностроению, перед которым поставлена задача широкого внедрения во всех областях народного хозяйства комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, ликвидации ручных погрузочно-разгрузочных работ.

По подсчетам зарубежных экономистов затраты на погрузочно-разгрузочные и транспортно-складские работы составляют 25-50% общих издержек производства, поэтому в развитых странах темпы выпуска средств механизации перегрузочных и транспортных работ опережают рост продукции промышленности в целом.

В СНГ на погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работах занято 18% всех промышленно-производственных рабочих, а с учетом привлечения к таким работам персонала основных профессий эта доля увеличивается до 28-30% и составляет примерно 8 млн. чел. Наиболее сложной является проблема грузопереработки тарно-штучных грузов, на выполнении которой занято более 2/3 всех рабочих, осуществляющих перегрузочные операции.

О высокой эффективности применения погрузочно-разгрузочных машин свидетельствует общий парк и объемы производства этих машин. По экспертным оценкам парк погрузчиков в развитых странах составляет более 2 млн. штук, в США - около 700 тыс., в Японии - 300 тыс., в ФРГ - 250 тыс., в Великобритании - 200 тыс., во Франции - 170 тыс.

Разработкой конструкций и производством занято более 250 фирм, из них около 100 в Европе.

Наиболее массовыми производителями погрузчиков являются:

Страна	Фирма	Приблизительное число моделей
США	Clark Equipment Co., Hyster, Caterpillar	210
Япония	Toyota Motor Corp., Komatsu Forklift, Mitsubishi Ltd.,	232
Великобритания	Lancer Boss Ltd., Kalmar Climax	95
Германия	Lansing Bangnall, Clark, Still, LindeAY	80

Франция	Fenwick-Linde	13
Италия	Fiat, Cesab	38
Финляндия	Valmet Oy	18
Швеция	Kalmar LMW	45
СНГ	По Автопогрузчик, з-д Калинина, ПО Армавто, ГСКБ автопогрузчиков, ВНИИ-электротранспорт, Канашский з-д электропогрузчиков	140

Большинство фирм предлагает различные модели и типы погрузчиков по исполнению высот подъема, взрывозащищенности, типам двигателей, видам трансмиссий, импульсным и контактным системам управления электроприводом, типам шин, грузоподъемности, видам грузозахватных приспособлений.

При выборе типа погрузчика и его силовой установки необходимо учитывать величину капиталовложений на организацию парка машин и текущие эксплуатационные расходы на его содержание.

Если стоимость автопогрузчика с бензиновым двигателем принять за 100%, то стоимость автопогрузчика с дизельным двигателем будет 113%, а электропогрузчика - 137-140% (без учета стоимости зарядных устройств) [1].

Однако эксплуатационные расходы энергетической установки в большей степени зависят от условий работы машин, и наименьшими они будут у электропогрузчиков. Например, если для электропогрузчиков легкого класса нагружения эксплуатационные расходы энергетической установки принять за 100 %, то для погрузчиков с дизельным двигателем будет 151 %, а для погрузчиков с карбюраторным двигателем - 174 %.

Что касается производства отечественных погрузчиков, то с этого года ПО "Армавто" начало производство первых отечественных электропогрузчиков грузоподъемностью 1 т, потребность в которых довольно высока как у нас, так и за рубежом, свидетельством чего является заказ на первые 100 электропогрузчиков из Ирана.

Литература

1. Мачульский И.И. Погрузочно-разгрузочные машины. - М.: Желездориздат, 2000-476 с.

НЕКОТОРЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ДОСТАВКИ ГРУЗОВ В ТРАНСПОРТНЫХ ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

С. Чибухчян

С переходом к рыночным отношениям, коллективным и частным формам собственности, горизонтальным связям в хозяйственных образованиях принципы плановости и централизма управления вошли в противоречие с конечными целями развития общества. Возникла необходимость создания новой системы управления. Необходим переход к принципам управления, наиболее соответствующим современным условиям развития нашего общества - принципам логистики.

Необходимость логистического подхода в практике хозяйственной деятельности обусловлена прежде всего переходом от рынка продавца к рынку покупателя, который требует гибкого реагирования производственных и торговых систем на быстро изменяющиеся приоритеты потребителя.

Особое значение приобретает концепция логистики в обеспечении потребности в транспортных услугах.

Недостаточное внимание к этой области привело в последнее время к резкому снижению качества работы единой транспортной системы и ее элементов.

При крайне низком использовании потенциала отечественной транспортной инфраструктуры наблюдался рост грузооборота всех видов транспорта. Однако следует констатировать тот факт, что имеют место высокие удельные транспортные издержки и низкая эффективность транспортного комплекса страны. Отсюда и постоянный рост тарифов, а следовательно, и увеличение доли транспортной составляющей в национальном продукте.

Ключевая роль транспортировки в логистике объясняется не только большим удельным весом транспортных расходов в общем составе логических издержек, но и тем, что без транспортировки невозможно само существование материального потока. Поэтому многие западные транспортно-экспедиторские фирмы называют себя логистическими фирмами или КФР, отражая по форме и по существу современную практику транспортировки грузов в развитых странах [1].

Современное понятие транспортировки грузов существенно изменилось с развитием рыночных отношений от отрасли, приравненной к промышленным отраслям экономики, до сферы услуг-транспортного сервиса. С позиций потребителя транспортный сервис должен обеспечить качественную доставку груза в заданное место с минимальными затратами. В настоящее время качество становится все более важным, чаще всего решающим аргументом в конкурентной борьбе за потребителя.

Международный стандарт ISO 8402-86 определяет качество услуг как "совокупность свойств и характеристик услуги, которые придают ей способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности" [1]. Таким образом, требования, предъявляемые потребителями к доставке товаров, непосредственно вытекают из их потребностей, которые четко оговариваются в заключаемых договорах. Несмотря на значительное количество определений качества в различных литературах, наиболее общее современное определение следующее: "Качество - это полное удовлетворение всех требований и ожиданий потребителя".

Понятие качества имеет также динамический характер, который связан с изменением социальных условий жизни людей. Анализ литературы, результаты исследований позволили ведущим специалистам в области логистики предложить следующий комплекс параметров, определяющих качество доставки грузов, который приемлем и для нас:

- цена;
- надежность;
- своевременность;
- сохранность;
- страхование;
- совместимость;
- имидж;
- гибкость;
- комплексность;
- информативность;
- удобство.

Данная система параметров оценки качества доставки грузов позволит предприятиям, оказывающим транспортные услуги, повысить уровень обслуживания

потребителей, адаптировать свою деятельность при изменении условий, продиктованных рынком, и повысить конкурентоспособность.

Литература

1. Бизнес и логистика-2000 // Сборник материалов Московского Международного Логистического Форума.- Москва, 1-4 февраля 2000 г.

ԱՉԱՏ ՄԽՈՑԱՅԻՆ ԳԱԶԻ ԳԵՆԵՐԱՏՈՐ (ԱՄԳԳ) (ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ՀԻՄՆԷՎՈՐՈՒՄՆԵՐ ՏՐԱՆՊՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑՆԵՐԻ ՎՐԱ ՕԳՏԱԳՈՐԾԵԼՈՒ ՀԱՄԱՐ) Մ. Հարությունյան, Գ. Չոչյան

Ժամանակակից դիզելային շարժիչների լիտրային և մխոցային տեսակարար հզորության զգալի բարձրացում կարելի է ստանալ ճնշման տակ գլանների մեջ լրացուցիչ օդ մղելով:

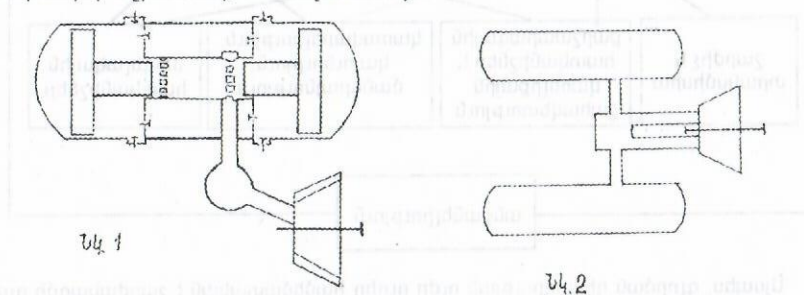
Ժամանակակից ավտոմոբիլային և տրակտորային շարժիչներում լայն տարածում է գտել արտածված գազերի էներգիայով աշխատող տուրբոներմոլոր, որը զգալիորեն լավացնում է շարժիչի շահավետությունը:

Տուրբոնընդուն իրականացնելու համար օգտագործվում են տուրբոկոմպրեսորներ, որոնք բաղկացած են միաստիճան կոմպրեսորից (կենտրոնախույս մղիչով) և կենտրոնածիզ գազային տուրբինից:

Այսպիսով տուրբոնընդունով աշխատող շարժիչները կազմված են երեք հիմնական էլեմենտներից.

1. Երկտակտ կամ քառատակտ դիզելային շարժիչ;
2. Կոմպրեսոր, որը ծառայում է սեղմած օդը գլաններ մղելու համար
3. Գազային տուրբին, որն աշխատում է արտածված գազերի էներգիայի հաշվին կոմպրեսորը աշխատեցնելու համար:

Հայտնի է, որ ներմղման աստիճանը մեծացնելիս, մեծանում է նաև կոմպրեսորի կողմից մղվող օդի ճնշումը: Օդի ճնշման որոշակի մեծացման դեպքում (4...6 կգ/սմ²) կոմպրեսորի, տուրբինի և շարժիչի հզորությունները հավասարվում են: Այդ դեպքում նպատակահարմար է տուրբինը և շարժիչը իրարից անջատել, և օգտակար աշխատանքը վերցնել տուրբինի լիսեռից, միաժամանակ միացնել շարժիչը և կոմպրեսորը միացնել մեկ ազդեցատի տեսքով: Ներքին այրման շարժիչը և կոմպրեսորը միասին հանդես կգան որպես «մխոցային գազի գեներատոր», որի արտադրած աշխատանքային գազը կօգնի տուրբինի օգտակար աշխատանք ստանալու համար:



Նման ձևավորումը հնարավորություն կտա ստանալ ուժային նոր սարքավորում, որը կունենա բարձր շահավետություն քարշային լավագույն հատկություններով: Զանի որ, տվյալ սարքը չունի շուրտվիկ շարժաթևային մեխանիզմ և կազմված է միայն մխոցային խմբից ու

մխցային և կոմպրեսորային գլաններից, ապա կառուցվածքը պարզ է, իսկ շահագործումը հեշտ: Ազատ մխցային կայանքի պարզագույն սխեման պատկերված է նկ 1-ում:

Տրանսպորտային միջոցների վրա օգտագործելիս կառուցվածքը կարող է լինել այսպես կոչված «նողուկային»: Երկու կամ երեք գազի գեներատորներ կարող են աշխատել մեկ տուրբինի վրա: Սխեման բերված է նկ 2-ում:

ՇԱՐԺԱԿԱԶՄԻ ԶԱՆԳՎԱԾԻ ԱԶԳԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ՇԱՅԱԳՈՐԾՄԱՆ ԱՐԴՅՈՒՆԱԿԵՏՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ

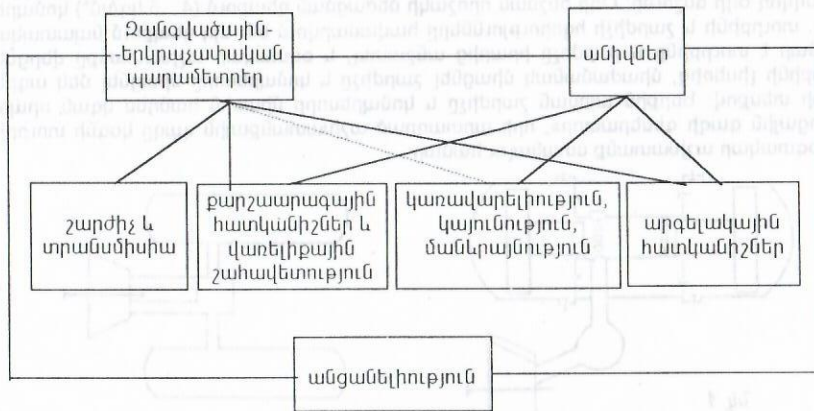
4. Երիցյան

Ավտոտրակտորային շարժակազմի շահագործման արդյունավետության վրա ազդում են մի շարք գործոններ և տրանսպորտային միջոցի շահագործական հատկանիշներ, որոնք կարելի է դասակարգել երեք հիմնական խմբերի կառուցվածքային, արտադրական և շահագործական:

Այդ գործոններից ու հատկանիշներից յուրաքանչյուրը արդյունավետության վրա կարող է ազդել կամ միատեսակ (երբ գործոնի փոփոխությունը բերում է արդյունավետությունը բնորոշող բոլոր ցուցանանիշների բարելավում կամ վատթարացում), կամ ոչ միատեսակ ձևով (երբ գործոնի փոփոխության դեպքում արդյունավետության որոշ ցուցանիշներ բարելավվում են, մյուսները վատթարանում):

Որպես օրինակ, քննարկենք տրանսպորտային միջոցի զանգվածը, որը մտնում է գործոնների կառուցվածքային խմբի մեջ:

Տրանսպորտային միջոցի զանգվածն այն պարամետրը է կամ գործոնն է, որն ազդում է շահագործական գրեթե բոլոր հատկանիշների վրա (տես նկ.), հետևաբար շարժակազմի շահագործման արդյունավետությունը բնորոշող հիմնական ուղղությունների (փոխադրման տնտեսական արդյունավետություն, երթևեկություն, անվտանգություն, շարժակազմի էկոլոգիական անվտանգություն) կարևորագույն ցուցանիշների վրա: Ընդ որում, զանգվածի ազդեցությունը շահագործական հատկանիշների վրա կարող է լինել կամ ուղղակի, կամ անուղղակի:



Այսպես, գլորման դիմադրության ուժը ուղիղ համեմատական է շարժակազմի զանգվածին ու գլորման դիմադրության գործակցին: Զանգվածից գծային կախման մեջ է գտնվում նաև թափառքի դիմադրության ուժը: Զանգվածը այդ ուժերի վրա ազդում է ուղղակի ձևով: Սյուս կողմից, շարժման դիմադրությունները ազդում են վառելիքային շահավետության, հետևաբար նաև շարժակազմի էկոլոգիական անվտանգության վրա:

Օդի դիմադրության ուժը զանգվածից կախված է անուղղակի ձևով. առավել ծանր տրանսպորտային միջոցները սովորաբար ավելի մեծ գաբարիտներ ու ճակատային մակերես ունեն: Տրանսմիսիայի ազդեցությունը առաջացող մեխանիկական կորուստների վրա զանգվածի ազդեցությունը (այն դրսևորվում է ազդեցատների չափերով ու հաղորդվող մոմենտներով) նույնպես անուղղակի է:

Մեծ զանգվածով տրանսպորտային միջոցներն ունեն մեծ արգելակային ուղի, բացի այդ զանգվածը համարվում է «ճանապարհային երթևեկություն» համակարգի հատկանիշ: Զանգվածի ազդեցությունը արգելակային հատկանիշների վրա ուղղակի է:

Վերջապես մեծ զանգվածով տրանսպորտային միջոցի փոխադրման նյութատարությունն ու էներգատարությունը նույնպես մեծ են, հետևաբար միևնույն դասի մեծ զանգվածով ավտոմոբիլն ունի ավելի մեծ արժեք (թանկ է): Այստեղից հետևություն. ավտոմոբիլի զանգվածը ամորտիզացիոն մասհանումների տեսքով անուղղակի կերպով ազդում է փոխադրման ինքնարժեքի, հետևաբար նաև փոխադրման տնտեսական արդյունավետության վրա:

Սովորաբար մեծ զանգվածով ավտոմոբիլների անցանելիության երկրաչափական պարամետրերը նույնպես մեծ են: Ղրանք, որպես կանոն, ունեն փոքր մանևրայնություն:

Տրանսպորտային միջոցի զանգվածի ազդեցությունը նրա շահագործման արդյունավետության վրա միատեսակ ձևով չի դրսևորվում:

О НЕКОТОРЫХ ВОПРОСАХ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

В. Шахназарян, Р. Туманян

Процесс приготовления горючей смеси вне рабочей полости цилиндра, в карбюраторных двигателях, называется карбюрацией.

Основными элементами процесса карбюрации являются:

- движение воздуха через главный воздушный канал карбюратора;
- истечение топлива из распылителя и его распыливание;
- испарение капелек распыленного топлива и его смешение с воздухом на всем тракте системы всасывания.

Степень интенсивности движения воздуха через карбюратор, а следовательно, и расход топлива обусловлены различными режимами работы двигателя, определяемыми, в свою очередь, положением дроссельной заслонки и скоростью вращения коленчатого вала двигателя, т. е. нагрузкой и числом оборотов двигателя.

Соста смеси, обеспечиваемый карбюратором, проверяется и корректируется путем испытания двигателя на тормозном стенде, при которых снимается ряд характеристик, в том числе внешние и дроссельные. Как известно, состав рабочей смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , который представляет собой отношение действительного количества воздуха в рабочей смеси, приходящегося на 1 кг топлива L , к количеству воздуха, теоретически необходимому для полного сгорания 1 кг данного топлива, т. е.

$$\alpha = \frac{L}{L_0}$$

в рабочей смеси действительное количество воздуха, приходящегося на 1 кг топлива в свою очередь равно отношению часового расхода воздуха G_B к часовому расходу топлива G_T , то

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot L_0}$$

Пределные значения коэффициента избытка воздуха, как в сторону обеднения, так и в сторону обогащения, зависят от пределов воспламеняемости, т. е. того состава смеси, который в нормальных условиях прекращает воспламеняться. Пределы воспламеняемости для различных топливо - воздушных смесей имеют различные значения. Карбюратор должен обеспечить образование рабочей смеси, по своему составу не выходящей за пределы воспламеняемости. Вторым ограничением является сужение пределов воспламеняемости, исходя из условий эффективного сгорания рабочей смеси, от которого зависят удельный расход топлива и максимальная мощность.

Требования, которые предъявляются условиями работы двигателя к составу рабочей смеси, следующие:

1. При работе двигателя на полном открытии дросселя состав смеси должен обеспечить получение наибольшей мощности на всем диапазоне изменения чисел оборотов ($\alpha=0,8 - 0,9$).
2. При работе двигателя на переменных положениях дроссельной заслонки и при $n=\text{const}$, когда изменение мощности от холостого хода до значения осуществляется положением дроссельной заслонки, состав смеси должен меняться по определенному закону, что обеспечивается при помощи всех основных элементов карбюратора.

Литература

1. Архангельский В.М. и др. Автомобильные двигатели. - М.: Машиностроение, 1967.
2. Орлин А.С. и др. - М.: Машгиз, 1976.

ԱՎՏՈՏՐԱՎԿՏՈՐԱՅԻՆ ՇԱՐԺԱԿԱԶՄԻ ԱՆՇ-ԵՐԻ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՄՈՍԵՆՏՐ ԵՎ ԶՈՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա. Երիցյան

Շարժիչ պարամետրերի և արգելակային մոմենտի կամ հզորության միջև անալիտիկ կապի սահմանման ուղղությամբ կատարված աշխատանքներում ծագել են էական տարածայնություններ: Չետագոտողների մեծ մասը գտնում է, որ շարժիչի հարկադրական պարապ ընթացքի ռեժիմում նրա արգելակային մոմենտն ու հզորությունը որոշվում են հետևյալ արտահայտություններով [2,3].

$$M_T = A + Bn, \quad (1)$$

$$N_T = (A + Bn)n, \quad (2)$$

որտեղ n -ը ծնկաձև լիսեռի պտուտաթվերն են, պտ/ր,

A -ն և B -ն տվյալ շարժիչի համար հաստատուն գործակիցներ են:

Որոշ հեղինակներ [1] առաջարկում են հետևյալ բանաձևերը.

$$M_T = V_A (A + Bn), \quad (3)$$

$$N_T = V_A (A + Bn)n, \quad (4)$$

որտեղ V_A -ը շարժիչի աշխատանքային ծավալն է, և:

Կարբյուրատորային շարժիչների համար $A = 0,0008$, $B = -0,15$, իսկ դիզելային շարժիչների համար $A = 0,001$, $B = 0,1$: Ընդ որում, (3) և (4) բանաձևերով հաշվարկված մեծությունները համապատասխանաբար չափվում են կգմ-ով և ձիաուժով:

Այս հարցի հետ կապված մասնագիտական գրականության մեջ բերված վավերական տորային շարժակազմի ներքին այրման շարժիչների (ԱՄՇ) արգելակային բնութագրերի վերլուծության հիման վրա առաջարկում ենք շարժիչի արգելակային մոմենտի ու հզորության և կառուցվածքային պարամետրերի անալիտիկ կապի ներքինիշյալ արտահայտությունները.

$$M_T = \frac{\pi D^3}{4} SZP_M = V_A P_M \quad (5),$$

$$N_T = \frac{\pi D^3}{4} SZP_M n = V_A P_M n \quad (6),$$

որտեղ P_M -ը շարժիչի մեխանիկական կորուստների միջին ճնշումն է, Z -ը գլանների թիվը, S -ը միտնցի բայլը, D -ն միտնցի տրամագիծը:

Հայտնի է, որ ԱՄՇ-ի մեխանիկական կորուստների միջին ճնշումը կախված է միտնցի շարժման C_{Π} արագությունից և որոշվում է (7) բանաձևով [4].

$$P_M = a + b C_{\Pi} \quad (7),$$

որտեղ a -ն և b -ն հաստատուն գործակիցներ են.

կարբյուրատորային շարժիչների համար $a = 0,045$, $b = 0,0145$,

դիզելային շարժիչների համար $a = 0,105$, $b = 0,0129$:

Հաշվի առնելով, որ $C_{\Pi} = 2Sn$ և օգտվելով (7) բանաձևից, ԱՄՇ-ի արգելակային մոմենտի ու հզորության համար կատանանք դրանց հետևյալ վերջնական տեսքերը.

կարբյուրատորային շարժիչների համար

$$\left. \begin{aligned} M_T &= 1,96 \cdot V_A (0,045 + 0,029Sn), \text{ նմ (A)}, \\ N_T &= 3,26 \cdot 10^{-5} V_A (0,045 + 0,029Sn)n, \text{ կՎտ} \end{aligned} \right\}$$

դիզելային շարժիչների համար

$$\left. \begin{aligned} M_T &= 2,45 \cdot V_A (0,105 + 0,0258Sn), \text{ նմ (B)}, \\ N_T &= 4,08 \cdot 10^{-5} V_A (0,105 + 0,0258Sn)n, \text{ կՎտ} \end{aligned} \right\}$$

Առաջարկված (A) և (B) բանաձևերում շարժիչի աշխատանքային V_A ծավալը տրված է լիտրերով, միտնցի S բայլը մ-ով, ծնկաձև լիսեռի n պտուտաթվերը պտ/րով:

Այս արտահայտություններով հաշվարկված արգելակային մոմենտների ու հզորությունների արժեքները ծնկաձև լիսեռի տարբեր պտուտաթվերի համար, որոնք կարբյուրատորային շարժիչների համար կազմում են 1000-3000 և դիզելային շարժիչների համար 1000-2000 պտ/ր, 0-7% սխալի չափով համընկնում են համապատասխան շարժիչների արգելակային բնութագրերին, որոնք, ինչպես նշեցինք, բերված են մասնագիտական գրականության մեջ:

Գրականություն

1. Боровский Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта.- Л.: Лениздат, 1984, с 128-131.
2. Литвинов А. С., Форобин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств.- М.: Машиностроение, 1989, с 78-79.
3. Մաքսապետյան Յ. Վ. Ավտոմոբիլի և տրակտորի տեսություն, Երևան, «Լույս» 1989, էջ 131-133:
4. Ховах М.С. Автомобильные двигатели.-М.: Машино- строение, 1977, с.183-184.

КОМБИНИРОВАННЫЙ НАДУВ В ДИЗЕЛЯХ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

Р. Айвазян

Обычная система турбонадува при низких частотах вращения коленчатого вала не обеспечивает возрастающую потребность дизеля в воздухе для бездымного сгорания, в особенности при высоком надуве. Это приводит к тому, что современные автотракторные дизели обеспечивают запас крутящего момента лишь на 15-18%. Исходя из этого, необходимость преодоления изменений внешнего сопротивления привела к созданию многоступенчатых трансмиссий; конструкция которых сложна, дорога, а управление машин требует высокой квалификации водителей.

Наряду с другими способами повышения коэффициента приспособляемости дизеля, можно применять систему комбинированного надува. В этом случае дизель с турбонадувом оборудуется впускным коллектором с подводящими патруб-

ками, подобранными так, что на режиме максимального крутящего момента осуществляется интенсивный динамический наддув, вызванный резонансом волн во впускной системе.

При комбинированном наддуве увеличение коэффициента приспособляемости дизеля осуществляется без усложнения конструкции системы турбонаддува.

Чтобы не иметь высоких скоростей воздуха и соответственно больших аэродинамических сопротивлений на впуске, размеры резонансных труб выбираются экспериментально.

Основными факторами, влияющими на резонанс при комбинированной системе наддува, являются частота вращения двигателя n , диаметр и длина резонансных труб d , L и объем резонансного ресивера V . По данным (1), эта связь при резонансе выражается формулой

$$| \operatorname{tg} \varphi | = L F / V,$$

где F — площадь поперечного сечения резонансной трубы, $\varphi = 2\pi L / \lambda$.

Учитывая что $\lambda = a / \gamma$ и $\gamma = z n / 2$, получим $\varphi = \pi L z / a$.

Здесь z — число сгруппированных цилиндров;

a — скорость звука.

Теоретически и экспериментально установлено [2], что увеличение коэффициента наполнения при комбинированном наддуве составляет около 10%.

Опыты, проводимые на турбонаддувном дизеле воздушного охлаждения А-145Т, подтвердили о снятии нагрузочных характеристик при различных трубопроводах от воздухоочистителя к компрессору турбокомпрессора ТКР-8,5. Из нескольких трубопроводов окончательно сравнительному испытанию подверглись три варианта, имеющие соответственно 740, 510 и 200 мм размеров по длине. Оценка показателей двигателя проводилась по среднему эффективному давлению P_e и удельному расходу топлива q_e на скоростных режимах 1400, 2000 и 2200 мин⁻¹. Результаты испытаний показали, что резонансные явления в одном и том же впускном трубопроводе двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала возникают с различной интенсивностью. Вследствие этого величины q_e при постоянном P_e и n при различных трубопроводах отличаются друг от друга.

Зависимости $q_e = f(P_e)$, снятые при впускных трубопроводах вышеуказанных размеров при частоте вращения 1400 мин⁻¹, соответствующей режиму максимального крутящего момента, показали, что разница q_e в среднем для различных вариантов трубопроводов составляет 4,1 г/кВт.ч. Улучшение экономичности дизеля Д-145Т связано с оптимальной длиной впускного патрубка, имеющего размер 200 мм по длине. При этом диаметр патрубка был принят равным штатному.

На эффективность динамического наддува отрицательно влияют острые и неровные кромки, косой срез, уменьшение проходного сечения, близко расположенные к входу трубопровода стенки воздушного фильтра. Отдельные участки трубопровода оказывают неодинаковое влияние на коэффициент наполнения.

Динамический наддув положительно влияет на величину условных механических потерь, которые выражаются уменьшением одного из основных составляющих этих потерь, т. е. насосных потерь. Это связано с уменьшением затрат мощности на осуществление насосных ходов из-за увеличения скорости воздуха, поступающего в цилиндры двигателя.

Экспериментальные работы, проведенные на различных двигателях, показали, что колебательные процессы во впускной системе не зависят от состава смеси,

при этом исследование процесса газообмена и подбор геометрических параметров системы динамического наддува можно проводить при прокрутке двигателя с отключенной подачей топлива, а эффективность можно оценить величиной давления конца сгорания или определением расхода воздуха через двигатель.

Таким образом, комбинированный наддув, по сравнению с другими методами по улучшению приспособляемости дизеля, позволяет увеличить максимальный крутящий момент без изменения конструкции турбокомпрессора.

Комбинированный наддув наиболее целесообразно применять на дизелях тяжелых грузовиков и тракторов, где возможно увеличение коэффициента приспособляемости, снижение удельного расхода топлива, сокращение числа переключений передач и обеспечение благоприятного режима при больших нагрузках.

Учитывая ряд достоинств комбинированного наддува, рекомендуется провести исследование и испытание по созданию эффективного комбинированного наддува применительно к дизелям автотракторного типа.

Литература

1. Чарный И. Д. Основы газовой динамики, М.: 1961.
2. Взоров Б. А. Мордухович М. И. Форсирование тракторных двигателей.

ԵՐԵՎԱՆԻ ՄԵՏՐՈՊՈԼԻՏԵՆԻՑ ԱՏՈՐԳԵՏՆՅԱ ՋՐԵՐԻ ՅԵՆԱՅՄԱՆ ՏԱՐԵՐԱՎԿԵՐԸ

Պ. Բալջյան

Երևանի մետրոպոլիտենի «Երիտասարդական» - «Ձ.Անդրանիկ» կայարանների հատվածում (շուրջ 1700մ) առկա է ստորգետնյա ջրերի զգալի հոսք: Ընդ որում դեպի «Ձ.Անդրանիկ» կայարան թունելի հատակը անընդհատ իջնող է, բացառությամբ «Հ.Հրապարակի» և նրան հաջորդող հատվածի՝ 350մ ընդ. երկարությամբ: Այստեղ ունենք հակառակ թեքություն, որի պատճառով էլ դրանից վերև գտնվող հատվածներում հավաքվող ջրերը (շուրջ 500-600 մ³/ժամ), անհնար է ազատ հոսքով ուղղել «Ձ.Անդրանիկ» կայարանից դեպի Հրազդանի ձոր կառուցված ջրահեռացման թունել:

Մետրոպոլիտենի նշված հատվածների ջրահեռացման խնդիրը մինչև այժմ լուծվում է պոմպերի օգնությամբ ջուրը Երկրի երես մղելու եղանակով: Ընդ որում, այդ ջրերը նախապես հավաքվում են «Մ.Երիտասարդական» և »Հ.Հրապարակ» կայարանների մոտ կառուցված ջրավազաններում՝ նշենք որպես Ա և Բ ավազաններ: Նրանց կից սարքավորված պոմպերն էլ հավաքված ջուրը պարբերաբար մղում են Երկրի երես: Պարզ հաշվարկների համաձայն միայն այդ հատվածում տարեկան ծախսվում է շուրջ 30 մլն. դրամի էլեկտրաէներգիա:

ՈՒՆՈՒՄԱՍԻՐԵՆԻՎ ջրահեռացման ավելի արդյունավետ լուծումներ գտնելու խնդիրը՝ մեր կողմից քննարկվել են բազմաթիվ տարբերակներ, որոնք ուղեկցվել են համապատասխան հաշվարկներով՝ հիդրավիկ և տնտեսական:

Ուսումնասիրությունների արդյունքում առանձնացվել են 2 արդյունավետ տարբերակներ, որոնք և առաջարկվել են մետրոպոլիտենի վարչությանը:

Առաջին տարբերակում ջուրը Ա ավազանից խողովակներով՝ ինքնահոս ճնշումային եղանակով տեղափոխվում է «Հ.Հրապարակ» - «Ձ.Անդրանիկ» կայարանների միջնամաս՝ քայլանցելով թունելի հակառակ թեքության հատվածը: Ջրի հետագա շարժումը դեպի «Ձ.Անդրանիկ» կայարանի ջրահեռացման թունել կատարվում է ազատ հոսքով:

Այդ ընթացքում Բ ավազանի ջուրը և, սիֆոնի, և; պոմպի համակցված եղանակով հասցվում է Ա ավազանից եկող ջրի ելման կետ:

Երկրորդ տարբերակում Ա ավազան լցվող ջրերը ազատ շարժումով թունելով ուղղվում են դեպի Հ. Հրապարակ, բայց ինչ-որ մի տեղ միջնամասում որսվում են ջրընդունիչով և

դարձյալ խողովակներով տեղափոխվում առաջին տարբերակում նշված ջրերի ելքի վայր: Այդ ընթացքում Բ ավազանից ջրի հեռացումը մնում է նույնը:

Այսպիսով առաջարկվող 2 տարբերակներում էլ ջրերի հիմնական մասը (մոտ 70%) հեռացվում է ինքսահոսով առանց էլեկտրաէներգիա ծախսելու, իսկ մնացածի հեռացվելուց խիստ նվազում է դրա ծախսը: Առաջարկված տարբերակների դեպքում շինարարական ներդրումները 2-3 տարում փոխհատուցելուց հետո գործող ջրահեռացման համակարգի նկատմամբ էներգիայի ծախսերը նվազում են ավելի քան 80-90%: Այսինքն կարելի է տարեկան խնայել ոչ պակաս քան 20-30 մլն. դրամ:

Գրականություն

1. Վ.Մ. Զովսեփյան, Հիդրավիկական և աերոդինամիկայի տարրերը: Երևան: Լույս, 1988., 462էջ:

ՎԱՐԻ ՆՈՐ ՏԵՆՆՈՒՈՒԳԻԱՅԻ (ԱՌԻ ՇՐՋՈՒՄԸ ՍԵՓԱԿԱՆ ԱՎՈՍՈՒՄ) ՌԻՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ ՀԱՅԱՍՏԱՆՈՒՄ

Ա. Եսոյան, Ա. Ալոյան

Հողի մշակման բնագավառում օգտագործվող վարի տրադիցիոն մեթոդների բազմաթիվ թերությունները մեկը լանջերի հողի էրոզիային նպաստելն է, որը շատ է կարևորվում ՀՀ-ում, քանի որ Հայաստանի մշակովի հողատարածքների ավելի քան 35%-ը գտնվում է 12°-ից մեծ թեքությունների վրա:

Հայաստանը սակավահող երկիր է, հետևաբար հողի պահպանությանն ուղղված ցանկացած նախաձեռնություն այստեղ մեծ արժեքներ է ստանում:

Ինչպես ցույց տվեցին առը սեփական ակոսում շրջելու վերաբերյալ կատարված ուսումնասիրությունների վերլուծությունները, վարի այդ նոր տեխնոլոգիան ունի բավականին շատ դրական կողմեր: Այդ առավելություններից հատկապես երկուսը լանջերի հողի էրոզիայի արգելումը և միջարային մշակումների բարձր որակը շատ կարևոր են Հայաստանի համար, ուստի անհրաժեշտ է ամեն ինչ անել վարի նոր տեխնոլոգիան մեր երկրում ներդրելու համար: Սակայն մինչև ներդրումը պետք է գիտափորձերի միջոցով պարզել վարի նոր տեսակի կիրառման արդյունավետությունը և նպատակահարմարությունը մեր հանրապետությունում:

Այդ ուղղությամբ հայկական Գյուղատնտեսական Ակադեմիայում պրոֆ. Շ. Ս. Գրիգորյանի ղեկավարությամբ կատարվում է մեծ ծավալի աշխատանք: ՊՖՆ-2Ա ճակատային գութանով դաշտային գիտափորձեր են անցկացվում ինչպես հարթ տարածքներում, այնպես էլ թեքությունների վրա: Այս ուսումնասիրությունների նպատակն է Հայաստանի տարբեր հողատեսքերի, այդ թվում նաև լանջերի մշակման համար որոշել ճակատային ՊՖՆ-2Ա գութանի բանվորական օրգանների օպտիմալ պարամետրերը և կատարելագործել նշված գութանի կառուցվածքը:

Հայաստանում ՊՖՆ-2Ա գութանի փորձարկման համար կան հետևյալ առանձնահատկությունները.

1. ՊՖՆ-2Ա գութանը նախագծված է հարթ տարածքների ճիմոտ հողերի մշակման համար, իսկ Հայաստանում մշակման ենթակա ճիմոտ հողերը մեծամասամբ գտնվում են լանջերում:
2. Հայաստանի ճիմոտ հողերը բարքարոտ են, բայց ՊՖՆ-2Ա գութանը նախատեսված չէ այդպիսի հողերի մշակման համար: Դա դժվարացնում է դաշտային գիտափորձերը, հատկապես մեծ աշխատանքային արագություններով:

1999թ. պրոֆ. Շ. Ս. Գրիգորյանի և Ս. Գասպարյանի կողմից կատարվեցին ՊՖՆ-2Ա գութանի առաջին դաշտային փորձարկումները Հայաստանում:

2001թ. Արագածի ենթաշրջանի Հնաբերդ գյուղի դաշտերում մեր կողմից ՊՖՆ-2Ա գութանով կատարվեցին գիտափորձեր երեք տեսակ հողերում՝ ճնոտ կապակցված, խոզան (աշնանացան ցորենի տակ) և նախկին վարելահողերի տակ, ընդ որում գիտափորձերը կատարվել են ինչպես հարթ տարածքում, այնպես էլ տարբեր լայնական թեքություն ունեցող լանջերում:

Գիտափորձերից պարզվեց, որ նախկին վարելահողերի տարածքում, որտեղ հողը թույլ կապակցված է, ՊՖՆ-2Ա գութանը չի արդարացնում: Շարժվելով ընդամենը մի քանի

մետր, հողը հավաքվում է գութանի թևերի միջև և առաջացնում քարշային մեծ դիմադրություն, այն աստիճանի, որ S-1504 տրակտորը, որն օգտագործվում էր վարի ագրեգատի կազմում, սկսում էր տեղափախույտ տալ:

ՊՖՆ-2Ա գութանը լավ արդյունք ցույց տվեց հարթ տեղանքում ճակաված հողերը վարելիս, որտեղ բուսածածկույթի ավելի քան 95% -ը թողվեց:

Համեմատության համար նույն դաշտում միաժամանակ փորձարկվում էր ՊՆ-4-35 կախովի գութանը, որը բուսածածկույթը թաղեց ոչ ավել 50%-ից:

ՊՖՆ-2Ա ճակատային գութանը փորձարկվեց նաև լանջերում, որտեղ պարզվեց հետևյալը լանջի թեքության մեծացմանը զուգահեռ վարի որակը վատանում է: Այսպես, 10° թեքության վրա թողված բուսածածկույթը կազմում է մոտ 60-70%: Ստավորապես նման արդյունք էր ապահովում ՊՆ-4-35 գութանը՝ առը լանջով ներքև շրջելիս, իսկ առը վերև շրջելիս այդ ցուցանիշը հասնում էր մոտ 20-30%: Դա նշանակում է, որ ՊՖՆ-2Ա գութանը լանջերում աշխատելիս, չնայած այն արդյունքը ցույց չի տալիս ինչ հարթ տարածքների վրա, այնուամենայնիվ գերադասելի է, քան ՊՆ-4-35 կախովի գութանը, քանի որ վարի ցանկացած ուղղությամբ ապահովում է վերջինիս լավագույն արդյունքը:

Գիտափորձերի արդյունքները հնարավորություն տվեցին կատարել հետևյալ եզրակացությունները.

1. Հայաստանի ճիմոտ հողերի մշակման համար պտուտակային իրաններով ՊՖՆ-2Ա գութանը շատ նպատակահարմար է: Սեփական ակոսում առը լրիվ շրջելուց բացի, այն նաև ապահովում է մշակվող մակերևույթի հարթությունը, որը հնարավորություն է տալիս խոստովել հողի մշակման որոշ տեխնոլոգիական փուլերից:

2. ՊՖՆ-2Ա գութանով վարի ագրեգատը վարի տրադիցիոն ագրեգատների նկատմամբ ունի մի շարք առավելություններ, որոնցից մասնավորապես կարելի է նշել հետևյալները.

ա) ունի ավելի փոքր գաբարիտներ, ուստի ավելի կոմպակտ է,
բ) ագրեգատի կազմում հնարավոր է օգտագործել կոմբինացված գործողությամբ բանվորական օրգաններ,

գ) մանևրայնությունը բարձր է,

դ) դաշտի երկայնական խորհուրդությունները քիչ են ազդում վարի որակի վրա,

ե) չի նպաստում լանջերի հողի էրոզիային,

զ) լանջի վարի որակը, չնայած հարթ տեղանքի հետ համեմատ նվազում է, բայց ավելի բարձր է, քան տրադիցիոն գութաններինը (առը լանջով վերև և ներքև շրջելը միասին հաշվի առած),

է) լանջի վարի ժամանակ առը լանջով վերև կամ ներքև շրջելու առանձնահատկությունները, որոնք կան տրադիցիոն գութանների մոտ, այս գութանի մոտ բացակայում են,

ը) շատ արդյունավետ է խաղողի և շարային այլ կուլտուրաների միջարային մշակման համար,

թ) լանջերում վարի խորության հավասարաչափության նպատակով գութանի շրջանակը մշակվող մակերևույթին զուգահեռ դիրքի թերելու գործընթացը կախոցի նոր համակարգով ավելի հեշտ կառավարելի է, քանի որ գութանի շրջանակը դասավորված է ագրեգատի կախոցի համակարգին ավելի մոտ,

ժ) գութանի կառուցվածքում բացակայում է դաշտային տախտակը, որը նպաստում է քարշային դիմադրության և շահագործական ծախսերի նվազմանը,

ի) ՊՖՆ-2Ա գութանով վարի ագրեգատների կուրսային կայունությունը լանջերում ավելի բարձր է, քան տրադիցիոն վարի ագրեգատներինը,

լ) ՊՖՆ-2Ա գութանի վարի անհավասարաչափությունը լանջում ավելի փոքր է, քան տրադիցիոն կախովի գութաններինը,

խ) գութանի ծանրության կենտրոնը տրակտորին ավելի մոտ է դասավորված, որը լանջերում աշխատելիս կամ տրանսպորտային վիճակում, նվազեցնում է գութանի շրջող մոմենտը, որն առաջանում է ծանրության ուժի ազդեցության հետևանքով, այսինքն մեծանում է ագրեգատի երկայնական կայունությունը,

ծ) էներգետիկ ծախսերի տեսակետից ՊՖՆ-2Ա գութանը գրեթե նույնն է, ինչ նույն ընդգրկման լայնություն ունեցող տրադիցիոն գութանները, բայց եթե նկատի ունենանք, որ այս գութանով վարի դեպքում որոշ տեխնոլոգիական գործընթացներ կրճատվում են, ագրեգատի շրջադարձերը դառնում են դյուրին, լավանում է կուրսային կայունությունը և այլն, ապա ՊՖՆ-2Ա գութանը էներգետիկ տեսակետից դառնում է ավելի գերադասելի: