

雷索夫、科罗列夫著

汽車 及其机构 試驗方法

第四册



机械工业出版社

汽車及其机构試驗方法

第 四 冊

汽車的轉向駕駛裝置

雷索夫、科罗列夫著

万 欣 譯



机械工业出版社

1958

出版者的話

本書是蘇聯國立機器製造書籍出版社 (Машгиз) 出版‘汽車及其機構試驗方法’的第四冊——汽車的轉向駕駛裝置。書中敘述汽車轉向機構及整個轉向駕駛裝置的試驗方面的基本知識。指出了轉向駕駛裝置及其零件的典型缺點和磨損；規定了在研究過程中必須確定的參數，介紹了試驗的方法，以及試驗所用試驗台和儀器。

本書可供汽車工廠的工程師和技術人員，科學研究機關的工作人員以及高等學校學生作參考之用。

蘇聯 М. И. Лысов, А. И. Королев 著 ‘Методы
испытания автомобиля и его механизмов вы-
пуска’ (Машгиз 1953 年第一版)

*

*

*

NO. 1751

1958 年 9 月第一版 1958 年 9 月第一版第一次印刷

850×1168 $1/32$ 字數 71 千字 印張 2 $7/8$ 0,001—3,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 號 定價(10) 0.55 元

目 次

原序.....	4
緒論.....	5
第一章 轉向机构和轉向駕駛裝置的試驗目的和任务.....	6
第二章 轉向机构的試驗.....	12
第三章 轉向駕駛裝置的試驗.....	55
参考文献.....	86
中俄名詞对照表.....	86
附录：关于本書的評論文章.....	87

原 序

苏联共产党第十九次党代表大会在关于1951~1955年度苏联第五个五年计划的指示中规定要大大提高所产汽车的使用寿命和可靠性，并增加大修间的行驶里程。

提高汽车的使用寿命和改善利用率就可提高货运的总量，这是节省国家资金和降低金属消耗量的源泉。

为了制出耐燃性高的完善的汽车，就须要扩大实验研究工作，改善试验方法和试验设备。

但是许多已经拟定出来的试验方法在文献中阐述得不够充分。这就使得难于采用统一的试验方法和获得比较性的结果。

基于上述原因，为了选择并推荐最完善的试验方法，苏联汽车及汽车发动机研究所（НАМИ）汽车专门试验室进行了将现有汽车试验方法加以综合和系统化的工作。

此工作的结果以分册出版的丛书形式发表出来。

本书讲述转向机构和整个转向驾驶装置的试验。必须指出，汽车的许多机构和部件的构造都对转向驾驶有影响。当试验转向驾驶装置以评定像汽车驾驶装置的轻便性这样的综合性能时，必须考虑这一情况。

本书第一、二章由技术科学副博士雷索夫（М. И. Лысов）执笔，第三章由技术科学副博士科罗列夫（А. И. Королев）执笔。

本书曾在实验工作专家和设计师的会议上讨论过。他们的意见在本书初版中已予以考虑。如有其他意见和要求请寄交：莫斯科，特烈佳科夫斯基路一号苏联国立机器制造书籍出版社（Москва, Третьяковский пр., д. 1, Машгиз）。

院士 邱达可夫（Е. А. Чудаков）

緒 論

轉向駕駛裝置是汽車最重要的機構之一。

車輪轉向的輕便性、正確性和精確性，汽車保持沿直線方向行駛的能力，反沖至方向盤的最小反向沖擊，駕駛機構在工作時的完全可靠性，以及它們在汽車整個使用期限內的耐磨性和作用可靠性，是轉向駕駛裝置的每個元件所應具有的基本品質。在汽車使用過程中，它們不應有任何顯著的變化。轉向駕駛裝置的間隙調整過程和維護應該簡單而不繁複。

必須指出，用以全面評價在汽車上轉向駕駛裝置的質量的參數和試驗方法，到現在為止還研究得不够充分。因此，按個別元件和參數來進行評價的方法獲得了最廣泛的應用。

本書僅討論非驅動式前導向輪所用的普通型式（無助力裝置）的轉向駕駛裝置。

汽車轉向駕駛裝置由兩部分組成：轉向聯動裝置和轉向機構。

轉向聯動裝置應保證導向輪正確地轉向而與懸掛裝置彈性元件的變形無關，同時，輪胎和道路間的側滑應該最小。

轉向機構的主要用途是改變施於方向盤上的作用力和其角位移。

在本書中綜述了汽車轉向機構和整個轉向駕駛裝置的試驗經驗。

第一章 轉向机构和轉向駕駛裝置的 試驗目的和任务

用逐步选出最好的傳动裝置結構的方法，可将目前所有的各式轉向机构归納为两种基本类型：

1. 在傳动裝置中装有圓弧面迴轉体蜗杆和滾子（或齿扇）的轉向机构；

2. 在傳动裝置中装有圆柱形蜗杆和曲柄的轉向机构。

然而，轉向駕駛裝置及其机构可能具有許多缺点和特殊的磨損，特别是当各結構元件的選擇对于該种汽車來說不够正确时。例如，当轉向机构的傳动比过小时，就会發生所謂‘舵輪过重’的現象，这使得在汽車轉向时必须要在方向盤上施加很大的作用力。在这种情况下，甚至在方向盤的轉角不大时，汽車也显得过于灵敏。

反之，傳动比过大，轉向就会过輕，司机对于方向盤的感觉就会太小；在此情况下，为使汽車轉向就要将方向盤轉过很大的角度。

由此可見，轉向机构的傳动比的選擇应与汽車的型式相适应。

导向輪的轉向不精确会使导向輪輪胎的磨損增大，它常常比后驅動輪輪胎的磨損还要大，虽然后者垂直方向上的和切綫方向上的作用力載荷都較大。导向輪轉向不精确通常是由于轉向梯形的运动学关系不正确和由于輪胎的側向偏移角所引起的。

反向冲击反冲至方向盤的現象主要是由于轉向联动裝置的运动学关系不正确和轉向駕駛裝置以及轉向机构的联接处摩擦力的总和太小而發生的。

在不可逆的轉向机构中不会發生反向冲击反冲至方向盤的現象，但在一定条件下，这类机构經受有較大的磨損和应力。此外，在汽車轉向时，轉向机构的不可逆系統消除了車輪自动返回至直

进的中立位置的可能性；当車輪有自动复原作用时，能使駕駛較輕便并可減輕道路的不平对汽車的破坏作用。

当轉向駕駛裝置各元件因磨損而产生間隙时，会使操縱失灵和不准确，这是因为在这种情况下，一定的方向盘轉角不再与一定的汽車車輪轉向角相适应了。

因为轉向机构有相当大的傳动比，所以，虽然轉向駕駛裝置的零件有很小的磨損也会引起方向盘很大的自由轉角。

因此，改善轉向駕駛裝置的結構的首要方向是提高轉向駕駛裝置的耐磨性，以及簡化駕駛裝置在調小方向盘自由轉角上的調整程序。

例如，ГАЗ-АА型汽車的轉向駕駛裝置須在四个調整处來調小方向盘的自由轉角，而 ГАЗ-51 型和其他汽車所采用的現代化的裝有圓弧面迴轉體傳动裝置的轉向駕駛裝置就只需要两个調整处，但所获結果是一样的。

对于結構上較老的裝有由蝸杆和齒扇所組成的圓弧面迴轉體蝸杆傳动机构來說，齒扇齒的磨損和损坏是具有表征性的（參看圖 1、2 和 3）。

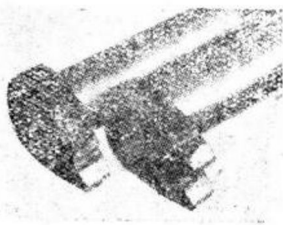


圖 1 在裝有圓弧面迴轉體蝸杆傳动的轉向机构中及齒扇的齒的磨損和损坏情况。



圖 2 在裝有圓弧面迴轉體蝸杆傳动的轉向机构中三齒齒扇的中間齒的磨損情况。



圖 3 在裝有圓弧面迴轉體蝸杆傳动的轉向机构中三齒齒扇的中間齒工作表面的损坏情况。

三齒齒扇中間齒的劇烈磨損，是由于作用在該齒狹小工作表面上的摩擦功較大所引起的。

为了防止方向盘自由轉角因磨損而增大，采用将齿扇向着蜗杆軸綫的那一边位移的方法来調整，以保証在中間位置处齿扇的啮合間隙为最小。但在这种情况下，由于齿扇的旋轉軸綫离开了蜗杆外形和螺紋的节圓軸綫，在方向盘轉向时齿可能被卡住。

为了消除这种卡齿的可能性，通常齿扇齿的节圓半徑（半徑 R_1 ）作得較蜗杆螺紋外形的节圓半徑（半徑 R ）小（圖 4）。

圖 5 所示是用于具有三齿齿扇的傳动装置之中的圓弧面迴轉体蜗杆螺紋的磨損。

圖 6 所示是用于具有曲柄傳动的轉向机构之中的圓柱形蜗杆的损坏情况。

这类损坏的主要原因是曲柄銷工作表面的磨損过大和蜗杆的沟做得不正确。

圖 7 示出曲柄銷的边緣 损坏了的例子。它是由于蜗杆的螺紋沟做得不正确和銷子外形的尺寸作得不精确所引起的。

圖 8 示出在曲柄銷的两个相对立着的工作表面上有很大的磨損。如果銷子能在曲柄头部的軸承上轉动，就沒有这个缺点。轉向駕駛装置的所有銷子的球状表面都承受着很大的磨損（參看圖 9）。这是由于銷子对于压在这上面的球面銷子碗的相对摆动角是不大的，

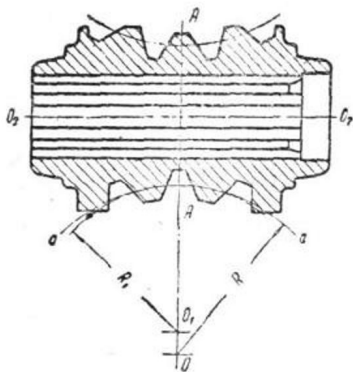


圖 4 圓弧面迴轉体蜗杆与齿扇的啮合簡圖。

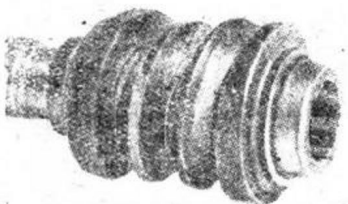


圖 5 轉向机构的圓弧面迴轉体蜗杆工作表面的损坏情况。



圖 6 在具有曲柄傳动的轉向机构中圓柱形蜗杆的损坏情况。



圖7 轉向机构的曲柄銷的邊緣
破壞情況。

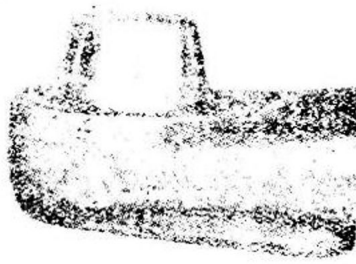


圖8 轉向机构的曲柄銷工作表
面的磨損。

但接觸點的單位壓力却很高
的緣故。

當銷子軸綫與縱拉杆
或橫拉杆的相對位置安裝
得不正確時，銷頸就免不了
要被剪斷。

圖10所示是轉向柱●
被折彎的情況，當轉向機
構的外殼與車架之間以及
轉向柱與車身護板之間固
定得不緊時，就會出現這種情況。



圖9 轉向臂銷球形表
面的磨損。

當轉向機構外殼對於車架以及轉向柱對於
車身前護板的安裝不同軸時，由於轉向軸的反
復轉動和所產生的反復彎曲，在靠近蝸杆處轉
向軸會被折斷。這種折斷將使汽車完全失去
控制。

在汽車的使用條件下，有時發現轉向臂與
軸的配合變鬆了，在這種情況下，用旋緊螺母



圖10 轉向机构的
轉向柱被折彎
的情況。

● 即轉向軸的护套。——譯者

的办法常常并不能消除这个缺点。

油封或垫片处漏润滑油会使传动副零件的工作情况显著恶化。

转向驾驶装置零件的上述最典型的缺点和磨损提供了一系列关于转向机构和转向驾驶装置的评价参数和评价标准，以及试验的方法。

传动比是转向机构的基本评价参数之一。正像大家所知道的，传动比分为角传动比 i_a 和力传动比 i_p 。

后者是与角传动比，以及方向盘半径 R_0 与转向臂长度 l_0 之比呈直线关系的。对于每辆被试验的汽车来说，都必须确定转向机构的角传动比。

对于重型载重汽车和公共汽车来说，转向驾驶装置的轻便性问题具有特殊的意义。

驾驶的轻便性通常由两个参数来表明：施于方向盘上的作用力和方向盘的转角。驾驶的轻便性也可以按驾驶员所作的功来评定。但是当功的数值相同而施于方向盘上的作用力和其相应的转角不同时，驾驶员的疲劳程度将是不一样的。所以只有按照上面所举出的参数，即按照施于方向盘上的作用力和其转角才能较正确地表明转向驾驶装置的轻便性。这个问题到现在为止还没有足够的研究，而且不论在试验方法本身和在实验研究设备的试制上都还有待加以确定。

在评定转向驾驶装置的轻便性时，方向盘和导向轮的角振动的确定是很重要的。这种振动具有两种不同的频率——高频率的和低频率的。高频率的振动由于道路不平所引起，而低频率的振动则是由于方向盘的转向所引起的。

不管哪一种振动都会引起驾驶员的疲劳。此外，低频率的振动还会使导向轮偏离汽车直线行驶的方向。

在评定驾驶装置的轻便性时，反向冲击的频率和数值的测定具有很大的意义。这主要与转向机构有关，因为转向驾驶装置的

其他部件都是完全可逆的[●]，并可以几乎毫无损失地将反向冲击傳至轉向机构。

两导向輪轉向角之間的精确对比关系，保証汽車能在車輪沿路面的滑动摩擦为最小的情况下获得正确的轉向。所以对于每一种新型的或型式改进了的汽車來說，从导向輪轉向角的运动学关系方面來評定轉向駕駛裝置是必須的。导向輪的稳定性是轉向駕駛裝置的一个重要特性。它与輪胎的特性、轉向节主銷的安装角度、轉向机构的可逆性、轉向駕駛裝置所有联接处所产生的总和摩擦力，以及其他因素有关。关于导向輪的稳定性問題已研究得足够完善了，并且为了研究这一問題而設計出来的設備已給予了可靠的結果。

当汽車以高速行驶而在道路上遇到任何障碍物时，对轉向駕駛裝置的工作來說，其保持原行駛方向的能力是極其重要的，因为此时由于联接机构（悬挂装置和轉向联动装置）与車輪的运动学关系不一致所产生的車輪的掣动是十分危险的。所以在評定轉向駕駛裝置时，必須檢查导向輪是否有保持規定行駛方向的能力。

轉向駕駛裝置的試驗可在汽車行駛的条件下进行，也可在試驗室的条件下在固定的試驗台上进行。

通常是在汽車行駛的条件下进行轉向駕駛裝置的全面評定；測定在与該汽車其他对轉向駕駛有影响的部件相配合的情况下，轉向机构和轉向联动装置的构造特点与轉向駕駛裝置的工作情况之間的关系；查明其耐磨性、可靠性、修理和維護的簡易性。

在試驗室的条件下，是根据其各个部件的工作情况來評定轉向駕駛裝置。

轉向駕駛裝置的試驗按其任务不同可分成三类：

1) 檢查-評定性的試驗；2) 選擇和檢驗結構尺寸及构造参数方面的試驗；3) 科学研究性的試驗。

● 若施于傳力机构任一端上的力都可毫無損失地傳至机构的另一端，則該种机构称为完全可逆的。反之，若力仅能从其中之一端傳至另一端，則称为不可逆的；例如，当轉向机构中蝸杆螺紋的傾斜角小于 6° 时，該轉向机构就是不可逆的了。——譯者

第二章 轉向机构的試驗

傳動比的測定

轉向机构的角傳動比是其基本評價參數之一。與傳動机构一樣，轉向机构的特性由傳動比的絕對值來表示，而傳動比隨轉向軸的轉角而改變則是該種机构的構造特點。

角傳動比通常按轉向軸的轉角 φ 與轉向臂軸的轉角 β 之比來計算：

$$i_{\omega} = \frac{\varphi}{\beta}。$$

但是這種計算方法僅對於具有不變傳動比的結構是正確的。

因為在大多數的轉向机构中傳動比不是不變的，而是隨轉向軸轉角的不同而改變，所以為了確定其真實數值和在轉向臂整個傳動範圍內的數值變化，就必須利用微分式：

$$i_{\omega} = \frac{d\varphi}{d\beta}。$$

這關係式根據轉向臂軸轉角隨轉向軸轉角而改變的關係曲線來確定，而該曲線則根據實驗數據由足夠多的靠得很近的点子繪出。

這裡轉向軸轉角的增量 $\Delta\varphi$ 與轉向臂軸轉角的增量 $\Delta\beta$ 的比值決定了傳動比（圖11）：

$$i_{\omega} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta} = \frac{\varphi_B - \varphi_A}{\beta_B - \beta_A}。$$

用實驗法來測定上述轉向軸和轉向臂軸轉角的增量應進行得十分精確，否則，正像比較性實驗和驗算^②所顯示出的，不能夠正確地求出傳動比的變化。

例如，在將測定轉角用的分度盤固定於轉向軸上時，必須使

② М. И. 雷索夫，汽車轉向駕駛裝置的机构，Машгиз 1950年第96~109頁。

分度盘中心与轉向軸的几何軸綫相重合，其偏差不得超过1~1.5公厘。

轉向臂軸轉角的測量精确度应比轉向軸轉角的測量精确度高得多。

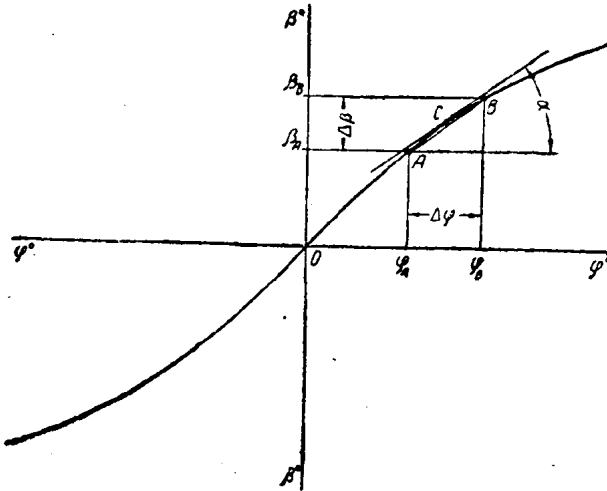


圖11 轉向臂軸轉角 β 隨轉向軸轉角 φ 而變化的曲綫。

推荐用下列三种方法来测定傳动比：

- 1) 借装在轉向軸上严格定心过的分度盘和固定在轉向臂軸上的并由水准仪来定位的光学量角仪；
- 2) 借固定在轉向軸上的具有徑向刻度的量角圈和由水准仪来定位的光学量角仪；
- 3) 用銑床上采用的分度头型减速器和由水准仪来定位的光学量角仪。

在头一种情况下，轉向軸上固定着与軸的旋轉軸綫准确定心过的带有分度盘7的輪殼8(圖12)，而在轉向柱上用夾环5固定着指針6，指針沿分度盘滑动并指出轉向軸的轉角。在轉向臂軸1上，为了測量其轉角，用鉗子2固定着光学量角仪3的一个尺杆。量角仪的另一尺杆在轉向軸每次轉动之后都用水准仪4調回到水平位置。

为了简化角度测量的程序，采用另一种（M. H. 里索夫所建议的）方法，其原理是转向轴每次都转过一个相同的预先规定的角度，而转向臂轴的相应转角则用光学量角仪（与头一种情况一样）或光学水准仪（图13）来测量。

为了使转向轴转过相同的预先规定的角度，在方向盘上必须

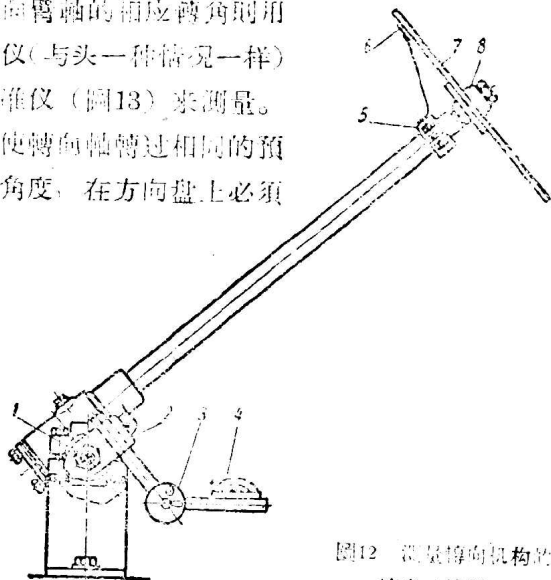


图12 测量转向机构的轴的转角的简图。



图13 精确测量转向臂轴转角用的光学水准仪。

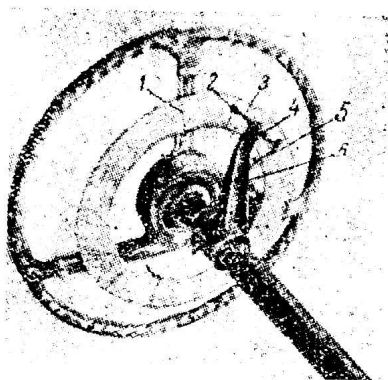


图14 测量方向盘转角用的具有定位器的量角器：

1—量角圈；2—滚子；3—杆；4—套管；5—弹簧；6—定位器撑架。

固定一个具有徑向深槽的量角圈并予以定心。在轉向柱上裝有彈簧式定位器，在定位器上裝有用來插入到量角圈的槽中去的滾子。

圖 14 示出量角圈固定在方向盤上和定位器固定在轉向柱上的外貌。

按第三种方法时，轉向軸借連接于其上的銑床所用的分度头型减速器來轉过相等的角度。减速器的傳动比可以是 12、8 或 6。这傳动比保證在轉向軸轉过一轉时减速器的相应轉角为 30、45 或 60°。轉向臂軸轉角的測量法与前两种情况一样。

作为例子，圖 15 引用了一个裝有圓弧面迴轉体蜗杆傳动的轉向机构的角傳动比变化綫圖。由圖可以看出，四次測量的結果获得了足够高的精确度。

轉向机构的另一評价参数是力的傳动比，它代表作用于轉向臂球头銷上的力 Q （沿其轉动圓周的切綫方向）与施于方向盤輪緣上的力 P 之比值，

$$i_P = \frac{Q}{P} = \frac{R_0}{l_c} i_\omega,$$

式中 R_0 ——方向盤半徑；

l_c ——轉向臂長度；

i_ω ——轉向机构的角傳动比。

总和摩擦力和效率的測定

总和摩擦力是決定轉向机构的可逆性、效率、反向冲击到方向盤的反冲，以及在某种程度上也決定駕駛輕便性的一个因素。

轉向机构的总和摩擦力通常按施于方向盤上的作用力來測定，这力借圖 16 所示的彈簧測力計來測量。

但施于方向盤上的作用力并不能表示轉向机构的可逆性及轉向机构傳遞反向冲击至方向盤的能力。此外，对于傳动比較大的轉向机构來說，直接效率（于作用力由方向盤傳遞至轉向臂的情況下）的数值是与反向效率（于作用力向着相反的方向傳遞的情

况下)不同的。

按施于轉向臂銷上的作用力來測定轉向機構的總和摩擦力較為正確。

在這種情況下，可直接測出轉向機構的可逆性。求出了施于轉向臂銷上的作用力值，就有可能估計轉向機構傳遞反向沖擊至方向盤的能力，以及直接的和反向的效率。施于轉向臂銷上的作用力可用圖16所示彈簧測力計來進行測量。

由于轉向機構中的摩擦力(因而也就是施于轉向臂銷上的作用力)隨轉向臂轉角的數值而有很大變化，所以憑視覺觀察來確定這作用力是很困難的。最好採用特殊的、能描繪出轉向臂在整個行程中作用力的變化的試驗台。圖17示出НАМИ(М. И. 雷索夫設計的)所製造的這種試驗台的簡圖。

在試驗台底座的左面固定着被試驗的轉向機構1，在右面放置有記錄機構，此機構借連杆

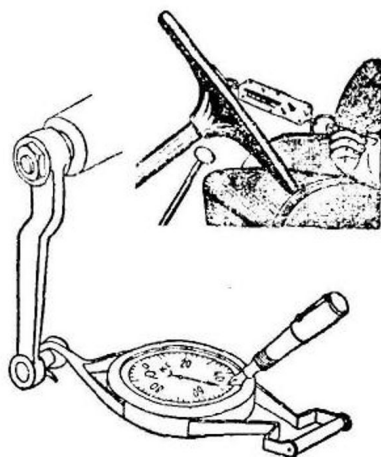


圖16 測定轉向機構的兩種方法：按施于方向盤上的作用力(上圖)和按施于轉向臂銷上的作用力(下圖)。

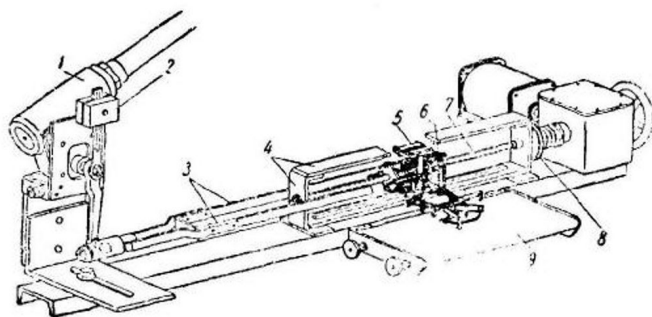


圖17 測定轉向機構的總和摩擦力及其效率所用試驗台。